

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret
Faculté des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du Diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème

Etude de la perte de charge dans une installation type SIRGHAZ-Naftal Tiaret

Préparé par :

1- BENOUADAH Younes

2- SERMOUM Hichem

Soutenu publiquement le : 12 / 11 / 2020, devant le jury composé de :

M. MEKROUSSI Said

Maître de Conférences "A" » (Univ. Ibn Khaldoun) Président

M. GUEMMOUR Mohamed Boutkhil Maître de Conférences "B" » (Univ. Ibn Khaldoun) Examina

M. MAZARI Djamel

Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Examineur

SAD CHEMLOUL N-Eddine

Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun) Encadreur

Année universitaire : 2019 – 2020

Remerciements

Tout d'abord nous remercions le Dieu, notre créateur de nous avoir donné le courage et la volonté pour terminer ce travail.

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude à notre encadreur Monsieur SAD_CHEMLOUL Nord-Eddine, pour son aide précieuse, sa confiance, ses encouragements, sa patience et son soutien favorable pour l'aboutissement de ce travail.

Nous sommes très heureux d'avoir pu travailler avec monsieur BELMILOUD Mohamed Amine en particulier, pour ces nombreux conseils liés à la programmation et aux données la mise en œuvre.

Nos remerciements vont aux Enseignants qui ont pris le soin d'examiner le travail présenté dans ce mémoire.

Je remercie également le l'ensemble des membres du jury Monsieur MEKROUSSI Saïd et Monsieur GUEMMOUR Mohamed Boutkhil et Monsieur MAZARI Djamel pour avoir examiné notre travail.

Nous tenons à présenter nos vifs remerciements aux personnes qui ont contribué à la préparation de ce mémoire.

Sommaire

	Page
Remerciements.....	i
Table des matières.....	ii
Liste des figures	v
Liste des tableaux.....	vii
Nomenclature.....	viii
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralités sur le gaz de pétrole liquéfié GPL

I.1. Notions générales sur les GPL.....	2
I.2. Origine du GPL.....	2
I.3. Propriétés du GPL.....	2
I.4. Caractéristiques des GPL.....	3
I.4.1. Pouvoir calorifique des GPL.....	3
I.5. Utilisations du GPL.....	6
I.5.1. La combustion (carburant auto).....	6
I.5.2. Climatisation.....	7
I.5.3. Source d'énergie domestique.....	7
I.5.4. La production de l'électricité.....	7
I.6. Le stockage des GPL.....	7
I.7. Les avantages et les inconvénients techniques des GPL.....	8
I.8. Procédé de production du GPL.....	8
I.8.1. Prétraitement de la charge.....	9
I.8.2. Traitement du GPL brut.....	9
I.8.2.1. Section Déshydratation.....	9
I.8.2.2. Section Séparation	10
I.8.2.3. Section de réfrigération.....	11
I.8.2.4. Section d'Huile chaude.....	11

Chapitre II : Généralités sur la mécanique des fluides

II.1. Introduction.....	12
II.2. Définition d'un fluide.....	12

II.3. Propriétés des fluides.....	14
II.3.1. La masse volumique.....	14
II.3.1.1. Fluide incompressible.....	14
II.3.1.2. Fluide compressible.....	14
II.3.1.3. Densité.....	14
II.3.2. Viscosité.....	14
II.3.2.1. Viscosité dynamique.....	15
II.3.2.2. Viscosité cinématique.....	16
II.3.2.2. Variation de la viscosité en fonction de la température.....	16
II.4. Types des fluides.....	17
II.4.1. Fluide réel ou visqueux.....	17
II.4.2. Fluide Parfait ou non visqueux.....	17
II.4.3. Fluide newtonien.....	17
II.4.4. Fluides non-newtoniens.....	18
II.4.4.1. les fluides rhéofluidifiants	19
II.4.4.2. Les fluide rhéoépaississants	19
II.4.4.3. Les fluides à seuil.....	20
II.5. Equations de base de la mécanique des fluides.....	20
II.5.1. Équation de continuité.....	20
II.5.1.1. Fluide incompressibles parfaits.....	20
II.5.1.2. Fluide compressibles.....	21
II.5.2. Equations de quantité de mouvement.....	21

Chapitre III : Étude théorique de la PDC linéaire et singulière

III.1. Introduction.....	22
III.2. Régimes d'écoulement.....	22
III.2.1. Régime laminaire.....	22
III.2.2. Régime transitoire.....	22
III.2.3. Régime turbulent.....	23
III.3. Les pertes de charge.....	23
III.3.1. Perte de charge linéaire ou régulière	24
III.3.1.1. La ligne de charge et la ligne piézométrique.....	25
III.3.1.2. Expression générale de la perte de charge linéaire.....	26
III.3.2. Perte de charge singulière ΔH_s	28
III.3.2.1. Changement de direction.....	28

III.3.2.2. Changement de section.....	32
III.3.2.3. Appareils de robinetterie.....	35
III.4. Circuits hydrauliques.....	38
III.4.1. Circuit fermé ou maillé.....	38
III.4.2. Circuit ouvert.....	38
III.4.3. Loi des nœuds.....	39
III.4.4. Loi des mailles.....	39
III.5. Pompes hydrauliques.....	41
III.5.1. Différents types des pompes	41
III.5.1.1. Turbopompes.....	41
III.5.1.2. Pompes volumétriques.....	41
III.5.2. Hauteurs et caractéristiques d'une pompe centrifuge	43
III.5.2.1. Hauteurs d'une pompe centrifuge.....	43
III.5.2.2. Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	44
Chapitre IV : Calculs de la PDC dans circuit de GPL	
IV.1. Introduction	45
IV.1.1. Localisation géographique de la station-service NAFTAL.....	45
IV.2. Mise en situation.....	46
IV.2.1. Description du système.....	46
IV.3. Le problème considéré.....	47
IV.4. Calcul de la perte de charge.....	50
IV.4.1. Utilisation d'un programme.....	50
IV.4.1.1. Programme Fortran.....	51
IV.4.2. Calcul manuel.....	54
IV.4.2.1. PCD Linéaire ΔH_L	54
IV.4.2.2. PCD Singulière ΔH_s	55
IV.4.2.3. PCD Totale ΔH_T	56
IV.4.2.4. La puissance hydraulique.....	56
Conclusion générale.....	57
Liste des références	58
Résumé	

*Liste des figures et des
tableaux*

Liste des figures

	Page
Figure I.1	Tensions de vapeur du butane et propane à la température ambiante..... 6
Figure 1.2	Schéma générale de la production..... 9
Figure II.1	Vue qualitative de la déformation d'un fluide après application d'une contrainte à la paroi supérieure..... 12
Figure II.2	Structures moléculaires. (a) : solide, (b) : liquide, (c) : gaz..... 13
Figure II.3	Représentation 2D de l'expérience de Newton..... 15
Figure II.4	Variation de la viscosité dynamique de l'eau et de l'air en fonction de la température..... 16
Figure II.5	Région visqueuse et région non-visqueuse dans un écoulement proche de la paroi..... 17
Figure II.6	Courbe représentant la variation de la contrainte de déformation en fonction de la vitesse de déformation pour un fluide newtonien..... 18
Figure II.7	La contrainte de cisaillement en fonction de vitesse de déformation..... 19
Figure II.8	Représentation du principe de l'équation de continuité dans un tube de courant.. 21
Figure III.1	Régimes d'écoulement : a) Installation expérimentale de Reynolds ; b) les trois régimes d'écoulement..... 22
Figure III.2	Filet du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire..... 22
Figure III.3	Filet du colorant sinusoïdal indiquent le régime transitoire..... 22
Figure III.4	Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent..... 23
Figure III.5	Application de l'équation de Bernoulli à une veine liquide..... 24
Figure III.6	Evolution de la ligne de charge et de la ligne piézométrique le long d'une veine liquide..... 25
Figure III.7	Diagramme de Moody..... 28
Figure III.8	Description d'un coude : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ; b) caractéristiques géométriques d'un coude arrondi..... 29
Figure III.9	Coude à angle vif : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ; b) caractéristique géométriques d'un coude à angle vif..... 30
Figure III.10	Jonctions des conduites en "T" (Branchement à 90°)..... 31
Figure III.11	Elargissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un élargissement, présence de tourbillons ; b) Caractéristiques d'un élargissement..... 33

Figure III.12	Rétrécissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un rétrécissement brusque, présence de tourbillons ; b) Dimensions d'un rétrécissement.....	33
Figure III.13	Diminution progressive de la section (convergente).....	34
Figure III.14	Augmentation progressive de la section (divergente).....	34
Figure III.15	Vanne opercule.....	35
Figure III.16	Vanne à papillon.....	36
Figure III.17	Robinet à boisseau.....	37
Figure III.18	Clapet à battant.....	37
Figure III.19	Circuit hydraulique fermé ou maillé.....	38
Figure III.20	Schéma d'un circuit ouvert.....	39
Figure III.21	schéma de nœuds.....	39
Figure III.22	Schéma d'une maille.....	40
Figure III.23	Courbe donnant la relation entre la perte de pression et le débit.....	40
Figure III.24	Schéma descriptif de classement des pompes hydraulique.....	42
Figure III.25	Schéma d'une installation comportant une pompe centrifuge et montrer les différentes hauteurs.....	44
Figure IV.1	Localisation de la station-service NAFTAL.....	46
Figure IV.2	Distributeur de carburant GPL dans une station-service.....	47
Figure IV.3	Schématisation d'un circuit hydraulique de la station de la distribution de carburation GPL.....	49
Figure IV.4	Organigramme pour calculé la perte de charge linéaire.....	51
Figure IV.5	Programme Fortran.....	53

Liste des tableaux

	Page
Tableau I.1	Comparaison de pouvoir calorifique entre l'essence et GPL..... 4
Tableau I.2	Caractéristiques du butane et propane commerciaux..... 4
Tableau I.3	Caractéristiques des composants des GPL..... 5
Tableau I.4	Point d'ébullition et masse volumique des GPL..... 5
Tableau I.5	Les tensions de vapeur du butane et propane algérien..... 6
Tableau II.1	Différences entre un solide et un liquide..... 13
Tableau II.2	Valeurs de viscosité dynamique et cinématique de quelques fluides à la pression atmosphérique..... 16
Tableau III.1	Valeurs du coefficient de perte de charge singulière pour un coude arrondi.... 29
Tableau III.2	Valeur du coefficient de perte de charge singulière pour un coude à angle vif... 31
Tableau III.3	Coefficient de perte de charge singulière d'une Jonction à confluent symétrique des conduites en "T" (branchement à 90°)..... 32
Tableau III.4	Coefficient de perte de charge singulière d'une jonction à confluent latéral des conduites en "T" (branchement à 90°)..... 32
Tableau III.5	Valeur du coefficient de perte de charge singulière 35
Tableau III.6	Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'ouverture de la vanne (opercule)..... 36
Tableau III.7	Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne (à papillon)..... 36
Tableau III.8	Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne (à boisseau)..... 37
Tableau III.9	Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture du clapet à battant..... 38
Tableau IV.1	Comparaison entre les résultats obtenus par le calcul manuel et ceux programmé par Fortran..... 56

Nomenclatures

Symbole	Définition	Unité
d	Densité	[-]
D	le diamètre du coude.	[m]
F	Force de glissement entre couches	[N]
g	Accélération de la pesanteur	[m / s ²]
H	La charge totale	[m]
HMT	Hauteur manométrique totale	[m]
i	Itérations	[-]
K	Coefficient de perte de charge singulière	[-]
L	La longueur de la conduite	[m]
m	La masse de fluide	[Kg]
P	Pression	[N/m ²]
P _h	Puissance hydraulique	[W]
q _m	débit massique	[kg/s]
Q	débit volumique	[m ³ /h]
Q _v	débit volumique	[m ³ /s]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
R _c	le rayon de courbure	[m]
S	Surface de conduite	[m ²]
t	Temps	[s]
U	La vitesse de la paroi mobile	[m/s]
v	Volume	[m ³]
V	Vitesse moyenne	[m/s]
z	La côte	[m]
ΔH	Perte de charge	[m]
ΔP	Perte de pression	[N/m ²]
Δu	Ecart de vitesse entre deux couches	[m / s]
Δz	Distance entre deux couches	[m]

Symboles grecs

ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
ρ _{ref}	Masse volumique référence (eau)	[Kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	[-]

ε	Rugosité interne de la canalisation	[m]
δ	Angle au centre du coude arrondi	[°]
α	Angle vif au centre du coude	[°]

Indices et exposants

a	Aspiration
r	Refoulement
L	Linéaire
S	Singulière
T	Totale

Abréviations

BP	Base pression
GPL	Gaz de Pétrole Liquéfié
GNL	Gaz Naturel Liquéfié
HP	Haute pression
PDC	Perte de charge
PCI	Pouvoir calorifique inférieur
PCS	Pouvoir calorifique supérieur
TVR	Tension de Vapeur Relative

Introduction
Générale

Dans notre vie journalière ou dans l'industrie, on rencontre une multitude de systèmes hydrauliques dans laquelle le calcul de la perte de charge est essentiel. On peut citer par exemple, les installations de chauffage ou de refroidissement, les réseaux de l'eau potable ou d'assainissement, etc. pour l'industrie le calcul de la perte de charge ne sert pas seulement à ces derniers mais a d'autres domaines tel que les centrales de pompage ou de transporte des liquides a des longues distances, le dimensionnement des conduites dans les systèmes d'irrigation goutte à goutte (domaine d'agronomie), et les échangeurs de chaleurs, etc.

Pour un fluide réel (visqueux), l'écoulement génère des frottements qui transforment l'énergie mécanique en énergie calorifique (chaleur). La diminution de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement (écoulement) est appelée perte de charge. On répertorie deux types de pertes de charge :

- Les pertes de charge linéaires (régulières) qui résultent des frottements d'un fluide s'écoulant à travers une conduite rectiligne dont la section droite est constante ;
- Les pertes de charges singulières qui résultent des divers frottements d'un fluide s'écoulant à travers une conduite au niveau des changements de section ou de direction.

Beaucoup de travaux de recherches ont été effectués pour l'étude de la perte de charge linéaire dans des conduites cylindriques en charge, et de la perte de charge singulière dans les coudes, les jonctions en T ou en Y, les élargissements ou rétrécissements, les vannes, etc. Pour cela, plusieurs expériences dans le domaine ont été réalisées.

Le but de notre travail est l'étude théorique et expérimentale de la perte de charge linéaire et singulière. Ce travail est composé de deux parties. La première partie est l'étude théorique de la perte de charge linéaire et singulière c'est-à-dire les lois et les relations de calcul de la perte de charge .la deuxième partie est l'étude expérimental de la perte de charge linéaire et singulière.

Ce travail est réparti en quatre chapitres :

Une généralité sur le GPL est représentée dans le premier chapitre

Dans le deuxième chapitre est consacré à un rappel sur les propriétés des fluides est les équations de basse. Une étude théorique concernant les pertes de charge linéaire dans les différents régimes d'écoulement et l'étude de quelques singularités sont traitées dans le troisième chapitre

La partie expérimentale de notre étude et les différents résultats obtenus, des comparaisons avec les résultats présentés dans partie théorique de notre étude sont présentés au quatrième chapitre. Pour finir, une conclusion générale relatant les principaux résultats de cette étude.

Chapitre I :

***Généralités sur le gaz de pétrole
liquéfié GPL***

I.1. Notions générales sur les GPL [1,2]

Le GPL ou gaz de pétrole liquéfiés, représente les fractions légères d'hydrocarbures paraffinés qui sont des hydrocarbures gazeux liquéfiés composés majoritairement de coupe en C₃ et C₄, le propane et le butane étant les principaux composants. Cette propriété lui permet d'être stocké dans un volume réduit (**250 litres** de GPL gazeux égale à un litre de GPL liquide), et peut passer à l'état liquide sous les conditions suivantes :

- Pression levée à température ambiante.
- Pression atmosphérique et basse température.
- Pression modérée et température pas tellement basse.

La composition chimique des GPL est variable selon les normes et ses utilisations dans différents pays. Il peut contenir le propylène, butène, une faible quantité de méthane, éthylène, pentane et exceptionnellement des hydrocarbures tels que le butadiène, l'acétylène et le méthyl acétylène.

I.2. Origine du GPL [1,2]

Le GPL est extrait à partir de diverses sources qui peuvent être :

- ✓ De la récupération à partir de la liquéfaction des gaz associés (champs pétroliers).
- ✓ Comme sous-produit à partir des unités de liquéfaction du gaz naturel GNL.
- ✓ Du pétrole brut après raffinage comme sous-produit.
- ✓ De la récupération à partir des champs gaziers.

I.3. Propriétés du GPL [1,2]

- **Odeur et couleur** : le GPL est incolore, soit à l'état vapeur ou liquide et pratiquement inodore. Pour des raisons de sécurité un odorant doit être ajouté pour la détection des fuites. Cet odorant est à base de sulfures appelés Mercaptans.
- **Densité** : aux conditions normales de température et pression, le GPL est plus lourd que l'air, il est diminué avec l'augmentation de la température à titre d'exemple : À 38 °C la densité est égale 0,534, la densité est très importante dans le GPL commercial.
- **Dilatation** : à l'état liquide, les GPL ont un haut coefficient de dilatation, ils se dilatent de 0.25% par degré de température dont il faut tenir compte lors de leur stockage dans les récipients que le remplissage ne doit jamais être dépassé au maximum 85% de sa capacité.
- **Tension de vapeur** : Soumis à des températures supérieures à leur point d'ébullition, le propane et le butane ne peuvent être amenés à l'état liquide sous pression ou par réfrigération. Le GPL à une tension de vapeur à **20°C** égale à :

 Pour le butane : **2 bars**.

- ✚ Pour le propane : **8 bars**.
- **Température d'ébullition** : à la pression atmosphérique la température d'ébullition de propane est de (-42 °C), celle de butane est de (0 °C).
- **Impuretés** : Le plus important est le soufre, la teneur en soufre est inférieure ou égale à 0,005 % en masse, ainsi l'eau l'un des impuretés importantes.
 - ✚ Le GPL est non corrosif à l'acier mais généralement aux cuivres et ces alliages ou l'aluminium.
 - ✚ Le GPL n'aucune propriété de lubrification et cet effet doit être prise en considération lors de la conception des équipements du GPL (pompes et compresseurs).
 - ✚ Les GPL sont incolores, que ce soit en phase liquide ou en phase gazeuse.
 - ✚ Les GPL ne sont pas vraiment toxiques, ils présentent tout au plus un léger pouvoir anesthésiant s'ils sont inhalés longuement et provoquer des migraines et des maux d'estomac.
 - ✚ Le GPL lorsqu'il se répand sous sa forme, hors d'un container sous pression produisant du froid : au contact de la peau, il provoque des brûlures caractéristiques appelées « brûlures froides ».
 - Le poids spécifique du GPL est environ la moitié de celui de l'eau.
 - Le gaz propane à une densité de 1,5 fois de l'air.
 - Le GPL n'est ni toxique ni corrosif vis à vis des aciers.
 - Le GPL n'est pas de propriétés lubrificatrices et ceci doit être pris en considération lors du dimensionnement des compresseurs et des pompes.
 - ✚ Le GPL est caractérisé par un indice d'octane recherché (RON) naturellement élevé atteignant aisément 98. Cette propriété découle en fait directement de des valeurs de RON de chacun de ces constituants. Par ailleurs, son indice d'octane moteur (MON) est, lui aussi légèrement plus élevé que celui des essences classiques.
- **Toxicité** : Les vapeurs de GPL constituent avec l'air un mélange extrêmement inflammable et dangereux. Leur domaine d'inflammabilité dans l'air à 20 °C et 1 atm varie de 2 à 10% (% volumique). Ce mélange est détonnant au contact d'une source de chaleur (flamme ou étincelle).

I.4. Caractéristiques des GPL [1,2]

En général, les particularités physico-chimiques des GPL (courbe de distillation, tension de vapeur, poids spécifique, pouvoir calorifique, rendement dans les moteurs, etc.) dépendent de leur teneur en divers hydrocarbures.

I.4.1. Pouvoir calorifique des GPL [1,2]

C'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion d'une unité de volume du gaz, mesurée dans les conditions de référence. Le pouvoir calorifique pour le gaz naturel s'exprime en (J/m³).

Le pouvoir calorifique des GPL est pratiquement égal à celui des essences si on l'exprime en kilocalories par kilogramme de carburant, mais ses valeurs sont différentes si elles sont exprimées en kilocalories par litre de carburant liquide à 15°C (voir tableau I.1).

Pouvoir calorifique	GPL	Essence
Pouvoir calorifique supérieur PCS (kcal/kg)	11850	11300
Pouvoir calorifique inférieur PCI (kcal/kg)	11000	10500

Tableau I.1 : Comparaison de pouvoir calorifique entre l'essence et GPL.

Il existe deux valeurs de pouvoir calorifique :

- Pouvoir calorifique supérieur (PCS)** : C'est la quantité de chaleur dégagée lorsque tous les produits de combustion sont ramenés à la température ambiante, l'eau formée étant liquide.
- Pouvoir calorifique inférieur (PCI)** : C'est la quantité de chaleur dégagée lorsque tous les produits de combustion sont ramenés à la température ambiante, l'eau restée à l'état vapeur. Le GPL a un pouvoir calorifique élevé et constant. Le butane offre un pouvoir calorifique inférieur (PCI) de 12,66 kWh par kg, le propane un PCI de 12,78 kWh par kg. Si l'on considère leur pouvoir calorifique supérieur (PCS), le butane et le propane affichent respectivement 13,7 kWh et 13,8 kWh par kg.

		Butane commercial	Propane commercial
PCS à (15°C et 1013mbar)		49.4 MJ ou par kg 120.05 MJ par m ³	49.8 MJ ou par kg 93.3 MJ par m ³
PCI à (15°C et 1013mbar)		45.6 MJ ou par kg 109.6 MJ par m ³	46.0 MJ ou par kg 85.3 MJ par m ³
Pression de la vapeur (bar)	à 20°C	2.9	9.6
	à 50°C	6.6	12.9
Température maximale de l'air		19 20	192 0
Température maximale de la flamme d'oxygène		28 00	28 20

Tableau I.2 : Caractéristiques du butane et propane commerciaux [3].

MJ : mégajoule (1 MJ = 1000 kJ = 106 joule) - kWh : kilowattheure (1 kWh = 3600 kJ = 3,6 MJ)

Un mélange GPL doit respecter les spécifications suivantes [3] :

- Moins de 50% de propane et plus de 19% de butane en volume.

- Pression de vapeur comprise entre 7,5 et 11,5 bar à 50°C.

	Propane	Isobutane	n-Butane
Formule chimique	C ₃ H ₈	iC ₄ H ₁₀	nC ₄ H ₁₀
Tension de vapeur à 10°C (kg/cm ²)	6,2	1,3	1,5
Point d'ébullition à 760mmhg (°C)	-42	-11,7	-0,5
Densité du liquide à 15°C	0,51	0,56	0,58
Litres de gaz obtenus à partir d'un litre de Liquide	272,7	229,3	237,8
Densité de la vapeur à 15°C	1,86	2,45	2,45
Pouvoir calorifique supérieur (kcal/kg)	11 980	11828	11 586
Température d'auto inflammation (°C)	480	480	420
Kg d'air comburant par kg de gaz	15,8	15,6	15,6
Nombre d'octane	96	97	89
Limite d'explosion (%)	2,2 à 9,4	--	1,9 à 8,5
TVR à -20°C	2,6	0,6	0,5
TVR à 0°C	5	1,7	1,1
TVR à +20°C	9	2,3	2,2
TVR à +40°C	14,5	5,7	4

Tableau I.3: Caractéristiques des composants des GPL [3].

- c) **Point d'ébullition et la masse volumique :** Le point d'ébullition et la masse volumique des GPL sont représentés dans le tableau I.4.

	Point d'ébullition (°C)	Masse volumique du liquide (kg/m ³) à 15°C	Masse volumique du gaz (kg/m ³) à 15°C
Butane	0	585	2,50
Propane	-42	515	1,85

Tableau I.4 : Point d'ébullition et masse volumique des GPL [3].

Un litre de butane liquide libère 239 litres de gaz (15°C, 1 bar) et un litre de propane liquide libère 311 litres de gaz (15°C, 1 bar). Ces caractéristiques physiques confèrent à cette énergie un grand avantage d'un point de vue stockage et transport [3].

- d) **Tension de vapeur [3] :** La pression qui règne dans les récipients (tension de vapeur) dépend

:

- de la température initiale du liquide.

- du soutirage éventuel effectué.

Le graphique (figure I.1) donne les tensions de vapeur relatives en fonction de la température ambiante.

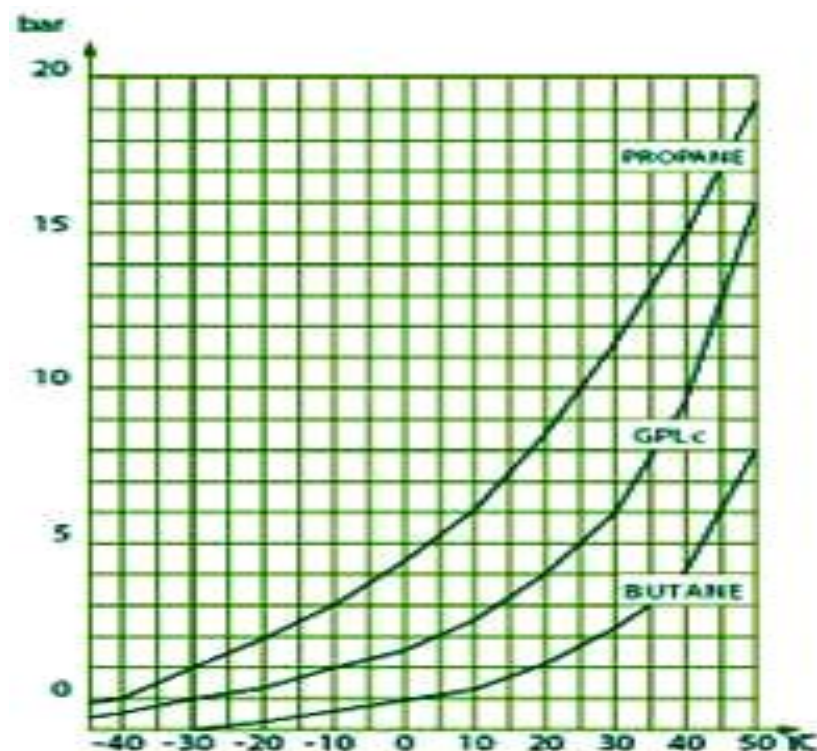


Figure I.1: Tensions de vapeur du butane et propane à la température ambiante [3].

Caractéristiques	Butane	Propane
Tension de vapeur relative (NA565)	6.9 max bar à 50°C	11,5 à 19,3 max bar à 50°C
Evaporation en % vol (NA144)	95 min à 1°C	95 min à 15°C

Tableau I.5 : Les tensions de vapeur du butane et propane algérien [3].

I.5. Utilisations du GPL

Parmi les principales utilisations des GPL, on peut citer :

I.5.1. La combustion (carburant auto)

Les GPL sont utilisés comme carburant automobile depuis des décennies. Ils constituent des produits exceptionnels au plan de la préservation de la qualité de l'air, ils ne contiennent ni soufre, ni benzène, ni autres substances toxiques. Ils sont également d'une qualité de combustion complète et ne génèrent aucune particule [4].

Les véhicules légers qui fonctionnent aux GPL ou au gaz naturel ont des émissions de CO₂ comparables ou légèrement inférieures à celles des véhicules diesels et 20% plus faibles que celles

des véhicules à essence. Par contre, le moteur à essence dégage en plus les NOx, le SO2 et autres particules polluantes, dont les effets sont néfastes pour l'environnement et la santé.

I.5.2. Climatisation [5]

Il est utilisé pour la construction des réfrigérateurs et des climatiseurs (moyenne capacité) grâce à sa détente d'absorption de la chaleur et de créer le froid. Deux principes peuvent être réalisés :

- Les GPL absorbent la chaleur de l'environnement et créent du froid.
- Un moteur qui fonctionne aux GPL peut entraîner un compresseur qui comprime ce gaz, la détente absorbe de la chaleur et crée du froid.

I.5.3. Source d'énergie domestique [4]

Actuellement de nombreux appareils de cuisson et de chauffage, sont conçus de manière à s'adapter à l'utilisation des GPL.

I.5.4. La production de l'électricité [5]

Cette option qui permet une utilisation des GPL avec des proportions importantes dépend essentiellement des prix respectifs de la rente différentielle entre le Gaz naturel/GPL sur le marché international. Des études et analyses sont lancées pour évaluer l'impact économique de l'introduction des GPL dans la production de l'électricité.

- Actuellement de nombreux appareils de cuisson et de chauffage, sont conçus de manière à s'adapter à l'utilisation des GPL.

I.6. Le stockage des GPL [6]

Les GPL sont stockés sous pression dans des réservoirs sphérique ou cigare. Lors de leurs stockages, les vapeurs des GPL se dégagent par ébullition sous l'effet de :

- La convection et la radiation de chaleur atmosphérique.
- L'échauffement dû à la friction des GPL produits dans les canalisations.
- La différence de la température entre le liquide stocké et celui à introduire dans le réservoir.

Pour éviter la perte de ces vapeurs, les paramètres de stockage doivent être maintenus dans une plage bien déterminée. Pour cette raison, un système de réfrigération par compression, refroidissement et détente des vapeurs est utilisé. Ces vapeurs sont comprimées de 5,3 bars à 19,0 bars, 115°C par un compresseur alternatif puis condensées à 54°C dans un aéroréfrigérant et enfin détentes à 5 bars. Ceci permet le refroidissement de la sphère et par conséquent la réduction de sa pression. Il est à noter que certaines unités utilisent d'autres techniques de stockage à savoir :

- Stockage dans des sphères protégées par des pare soleil des pressions variables entre 12,5 et 14,5 bars.
- Stockage sous pression de fuel gaz dans des cigares.

I.7. Les avantages et les inconvénients techniques des GPL [1]

L'homogénéité du mélange air-GPL donne une meilleure régularité du couple moteur aux bas régimes mais perd environ 58 % de puissance à haut régime, les reprises se font plus souples.

Le fonctionnement du moteur est plus silencieux et les vibrations diminuent contrairement aux carburants classiques, la combustion du GPL ne laisse aucun dépôt et procure au moteur et au lubrifiant une longévité accrue. Les révisions peuvent être espacées tous les 30000 Km.

- La surconsommation du GPL/c est de l'ordre de 15 à 20 % par rapport aux carburants traditionnels.
- Il existe un inconvénient majeur d'encombrement, le réservoir peut amputer le volume du coffre. Toutefois les constructeurs proposent dès la conception de leurs modèles une version GPL /c avec réservoir intégré.
- Les gaz d'échappements sont exempts de poussières, de plomb et de soufre.
- Les émissions en oxyde de carbone sont réduites principalement en circulation urbaine.
- Le GPL carburant répond bien aux problèmes de pollution des villes.

I.8. Procédé de production du GPL

Le complexe GP1/Z comprend neuf (09) trains dans la zone de procédé, et des moyens communs pour la charge, le stockage, le chargement et la reliquéfaction des vapeurs en off-site. Chaque train dans la zone de procédé a été conçu pour une production nominale annuelle d'un million de tonnes de produits (propane et butane commercial) [7].

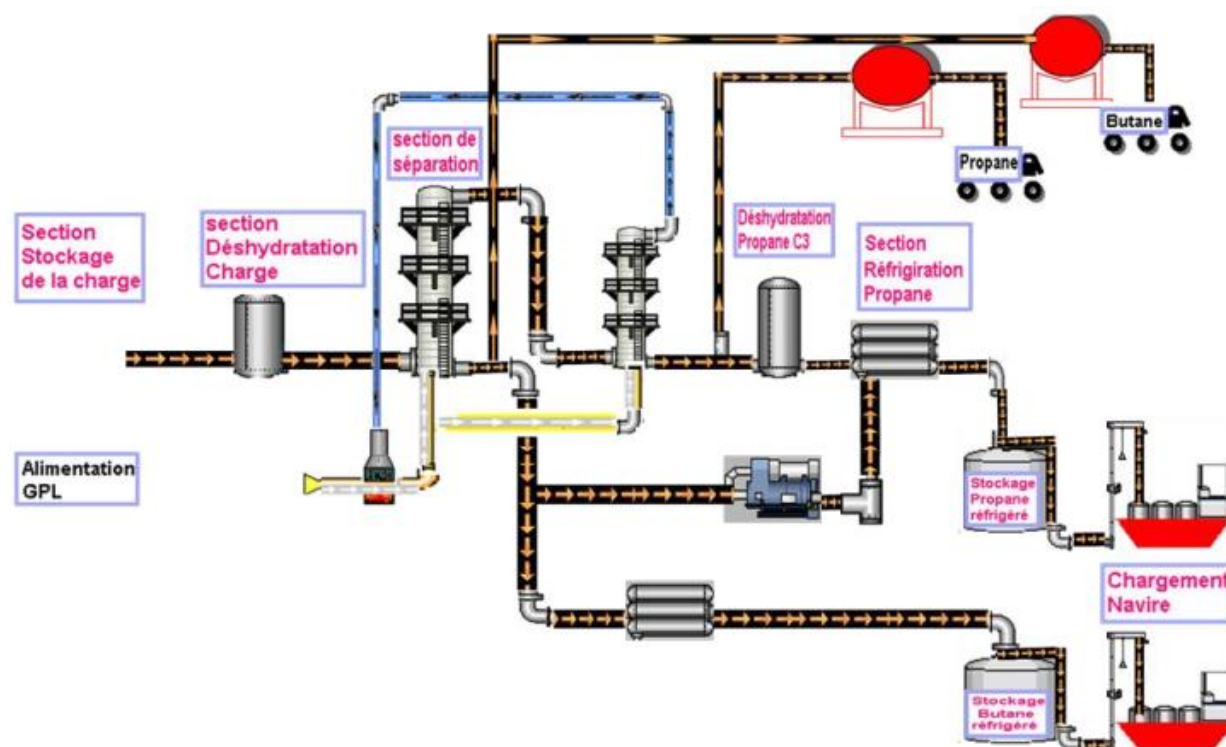


Figure I.2 : Schéma générale de la production [7].

I.8.1. Prétraitement de la charge :

La charge d'alimentation est livrée par RTO au complexe GP1/Z en provenance des différents champs du sud en passant par un contrôleur de pression permettant le maintien d'une pression stable, ensuite elle passe alors par six démercuriseurs pour réduire la teneur en mercure [7].

I.8.2. Traitement du GPL brut

I.8.2.1. Section Déshydratation [7]

L'alimentation de la section se fait en GPL brut depuis la section de stockage de la charge. La charge arrive par un collecteur commun, à une pression de 30 bars aux neuf trains. Cette unité a pour objectif la réduction de l'eau dissoute dans la charge GPL de 100 PPM jusqu'à 5 PPM pour éviter la formation d'hydrates au niveau des équipements de la section de réfrigération. La section de déshydratation en phase liquide de la charge comprend trois colonnes d'adsorption, formant des tamis moléculaires et fonctionnant en période de 36 heures

A tous instants, une colonne est en ligne pour l'adsorption, une deuxième est en régénération, tandis que la troisième est en attente. La durée d'adsorption est de 36 heures, à l'expiration de ce temps, la colonne en réserve est mise en ligne, et la colonne qui était en service passe en régénération pendant 19 heures. A ce moment-là, la troisième colonne a achevé son cycle de régénération et passe en réserve. Pendant l'adsorption, l'écoulement à travers la colonne se fait dans les sens ascendantes. Il faut aussi noter que la section de déshydratation de la charge peut travailler sur seulement deux

adsorbent, si bien qu'une colonne peut être révisée pendant que les deux autres assurent le séchage de la charge.

Le fonctionnement de la section de déshydratation de l'alimentation est en mode continu, automatique et en séquence sous la commande d'un programme qui est le Contrôleur Matriciel du cycle. Pour la description du système, nous admettons que l'adsorbent A à tout juste terminé son cycle d'adsorption. Ainsi que l'adsorbent B vient d'être mis en fonctionnement, et l'adsorbent C'est en réserve. La régénération respecte les séquences suivantes :

- **Drainage** (1 heure) : La vidange du sécheur se fait par l'injection du gaz naturel sous une pression de 20 kg/cm², le propane restant est acheminé vers les sphères de charge.
- **Dépressurisation** (30 minutes) : Cette séquence sert à réduire la pression du sécheur de 20 kg/cm² à 3 kg/cm² et cela se fait par l'évacuation de GN contenu dans le sécheur vers la section fuel gaz.
- **Réchauffage** (11 heures) : Le réchauffage se fait par le GN chauffé dans le four à une température de 280°C, il passe dans le sécheur du haut vers le bas pour évaporer l'eau dissoute contenue dans les tamis moléculaires.
- **Refroidissement** (5 heures) : Le propane est refroidi par le GN porté à une température de 12 à 45°C et une pression de 3 kg/cm².
- **Remise sous pression** (30 minutes) : Avant le remplissage de la colonne par le propane, il faut avoir sa pression de service qui est de 20 kg/cm², cette opération se fait par l'introduction de GN à haute pression.
- **Remplissage au GPL** (1 heure) : Cette opération consiste à mettre le sécheur en attente, d'où l'adsorbent est rempli par du propane.

I.8.2.2. Section Séparation [7]

Le GPL, après être déshydraté passe à la section de séparation. Cette dernière a pour rôle de séparer le GPL brut en propane et butane. Chaque train comprend un fractionnateur qui sépare le propane et le butane du GPL de charge, un dé ethaniseur qui réduit la teneur en éthane du propane produit. Deux dé pentaniseur prévus pour réduire la teneur en pentane du produit butane. Le 1^{er} est commun pour les trains de PHI et la PHII, le 2^{ème} est commun pour les 03 trains de la PHIII.

En effet, la charge du GPL entre dans le fractionnateur après être préchauffé jusqu'à 71°C. Les produits issus du fractionnement sont le propane à la tête de la colonne et le butane au fond de cette dernière. Ensuite, le produit propane passe par un dé ethaniseur pour réduire la teneur en éthane à moins de 2%. Une partie du produit propane est envoyé vers les sphères de stockage à température ambiante. L'autre partie, qui est plus importante est dirigée vers la section de réfrigération puis vers les bacs de stockage à basse température. De même pour le produit butane, ce dernier sera envoyé vers le dé pentaniseur s'il contient une teneur de pentane (C5) supérieure ou égale à 1,75%, dans le

cas contraire il va être envoyé vers la section de réfrigération puis vers les bacs de stockage à basse température. Avant cela, tout comme le propane, une partie du produit butane est envoyée vers les sphères de stockage à température ambiante.

I.8.2.3. Section de réfrigération [7]

Le propane et le butane produits par fractionnement dans la section de séparation sont introduits dans la section de réfrigération, ou ils sont refroidis à leurs températures de stockage respectives, soit -42°C pour le propane et -6°C pour le butane. Le refroidissement se fait en trois étapes par des refroidisseurs associés aux différents étages d'un compresseur. En effet, les produits propane et butane sont refroidis à la température correspondant à leur point de saturation liquide au voisinage de la pression atmosphérique en passant par deux circuits distincts via des refroidisseurs en trois stades (HP, MP et BP).

La réfrigération des deux produits se fait par un seul produit réfrigérant qui est le propane pur. Ce dernier, circule en boucle fermée. En effet, les vapeurs générées au niveau des échangeurs (chillers) sont dirigées vers les ballons d'aspiration (HP, MP et BP) associés aux trois étages d'un compresseur centrifuge afin d'être comprimées.

I.8.2.4. Section d'Huile chaude [7]

Cette section de fluide caloporteur est utilisée comme source de chaleur pour le troisième préchauffeur et les rebouilleurs de la section de séparation et finalement pour le gaz naturel de régénération de la section de déshydratation. L'huile TORADA TC 32 circule en boucle fermée à une température de 180°C obtenue à l'aide d'un four. Ce dernier est également utilisé pour chauffer le GN de la section de déshydratation.

Chapitre II :

Généralités sur la mécanique des fluides

II.1. Introduction

La mécanique des fluides est une science de la mécanique appliquée qui concerne le comportement des liquides et des gaz au repos ou en mouvement. Cette branche de la mécanique englobe une variété de problèmes allant de l'étude de l'écoulement sanguin dans des capillaires déformables (vaisseaux sanguins de diamètre de quelques microns) à l'écoulement de pétrole brut dans des conduites de l'ordre du mètre de diamètre avec des longueurs pouvant aller jusqu'à 13 000 km. Les principes de la mécanique des fluides sont nécessaires pour expliquer pourquoi les avions volent et quel est le profil d'aile idéal pour avoir un vol le plus efficace possible en termes de coûts liés au kérosène et de vitesse d'avion alors que les balles de golf à aspérités servent à lancer la balle plus loin grâce au décollement tardif de la couche limite dans le cas d'un écoulement turbulent [8].

II.2. Définition d'un fluide

Un fluide est défini comme une substance qui se déforme continuellement sous l'action d'une quelconque contrainte de cisaillement (force par unité de surface) qui peut être créée dès lors qu'une force tangentielle agit sur une surface quelle que soit l'amplitude de cette contrainte. Si on considère deux plaques planes séparées d'une petite distance donnée (**Figure II.1**), l'une étant stationnaire et l'autre se déplaçant grâce à une contrainte appliquée sur cette dernière, la contrainte tangentielle dans le fluide situé entre les plaques dépend de sa **vitesse de déformation** et s'annule lorsque la vitesse est nulle [8].

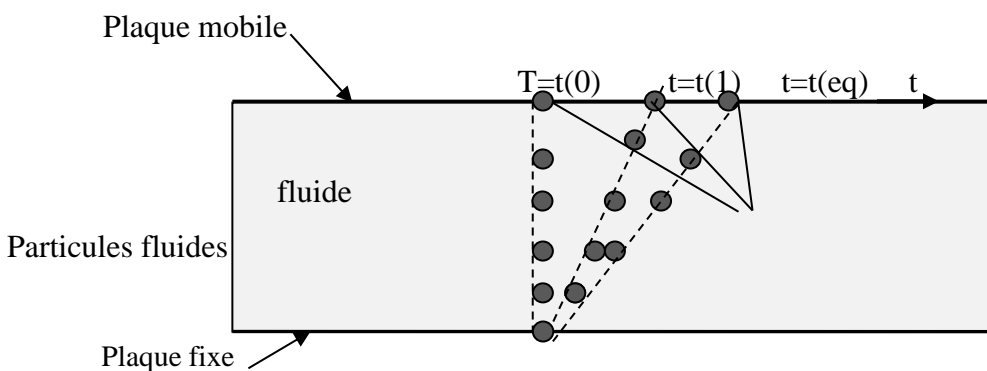


Figure II.1 : Vue qualitative de la déformation d'un fluide après application d'une contrainte à la paroi supérieure [8].

Un solide est « dur » et **difficile** à déformer, tandis qu'un fluide est une matière molle et qui peut être facilement déformée (on peut très simplement bouger dans l'air). Mais ces explications des différences entre un solide et un fluide ne sont pas satisfaisantes d'un point de vue scientifique. Si l'on regarde ces matières d'un point de vue moléculaire (**Figure II.2**), on s'aperçoit que le solide (acier, béton...) a des molécules rapprochées de façon très dense avec des forces de cohésion inter

moléculaires très grandes et qui permettent au solide de maintenir sa forme initiale. En revanche, pour des liquides (eau, huile...), les molécules sont plus espacées, les forces intermoléculaires sont plus faibles que dans le cas des solides et les molécules ont la liberté de mouvement. Par conséquent, les liquides peuvent être facilement déformés (sans avoir la possibilité d'être très fortement comprimés comme pour les gaz) mais peuvent, par exemple, être versés dans des récipients ou s'écouler dans un tube. Les gaz (air, oxygène...) ont un espace entre les molécules encore plus grand et ont des forces intermoléculaires de cohésion extrêmement petites et par conséquent ils sont très facilement déformables et compressibles [8].

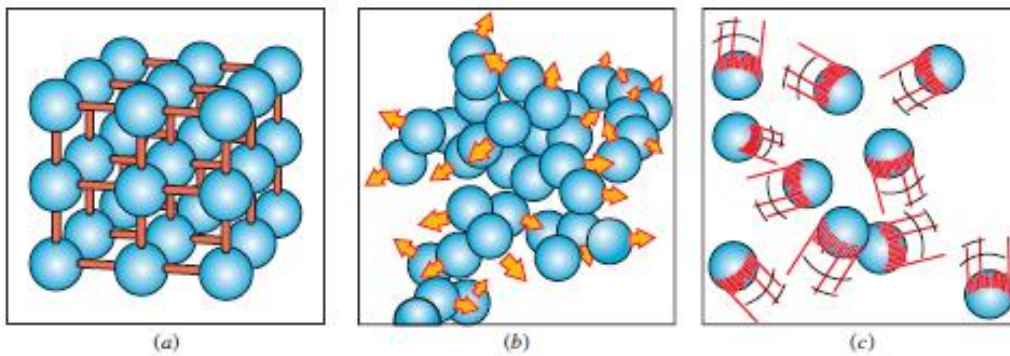


Figure II.2 : Structures moléculaires. (a) : solide, (b) : liquide, (c) : gaz [8].

Les principales différences entre un solide et un liquide peuvent être résumées dans le tableau suivant :

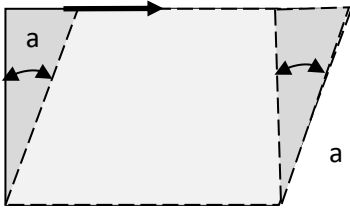
Solide	Liquide
Structure compacte (voir la figure II.3)	Structure moins compacte (voir la figure II.3)
Force attractives entre molécules plus grand → Molécules plus serrées $\tau = \frac{F}{A} \sim \alpha$ 	Pas de résistance → déformation
$\alpha \sim$ contrainte tangentielle jusqu'à une certaine limite sinon il y a rupture du matériau	Pas de déformation fixe mais déformation continue tant que la contrainte visqueuse est appliquée
Peut revenir à sa forme initiale lorsque la contrainte est éliminée	Ne peut jamais revenir à sa forme initiale

Tableau II.1: Différences entre un solide et un liquide.

II.3. Propriétés des fluides

Tous les fluides possèdent des caractéristiques permettant de décrire leurs conditions physiques dans un état donné. Parmi ces caractéristiques qu'on appelle propriétés des fluides on a :

II.3.1. La masse volumique ρ

La masse volumique ρ d'un fluide est la masse de l'unité de volume de ce fluide. Elle s'exprime en $[\text{Kg} / \text{m}^3]$

$$\rho = \frac{\text{Masse}}{\text{Volume}} = \frac{M}{v} \quad (\text{II.1})$$

II.3.1.1. Fluide incompressible

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. La masse volumique ρ d'un fluide incompressible est constante.

$$\rho = \text{cste} \quad (\text{II.2})$$

II.3.1.2. Fluide compressible

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. La masse volumique ρ d'un fluide compressible est variable

$$\rho \neq \text{cte} \quad (\text{II.3})$$

II.3.1.3. Densité

Elle mesure le rapport de la masse volumique du fluide rapportée à un corps de référence. C'est une grandeur sans unité définie par

$$d = \frac{\text{masse volumique de fluide}}{\text{masse volumique référence}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{réf}}} \quad (\text{II.4})$$

II.3.2. Viscosité

En 1687, Newton réalise une expérience simple démontrant l'influence de la viscosité des fluides sur sa mise en écoulement. L'expérience consiste à cisailer un matériau à l'état pâteux, fondu ou bien encore liquide entre deux plaques dont l'une est fixe et l'autre est animée d'un mouvement de translation à vitesse \vec{U} sous l'action d'une force \vec{F} (**Figure II.3**) lorsque $\left(\frac{U \cdot h}{\nu} < 1500\right)$: ν est la viscosité cinématique et μ est la viscosité dynamique qui sera définie un peu plus loin dans cette

section) alors on assiste à un écoulement dit laminaire et une distribution de vitesse linéaire est obtenue, en régime permanent, entre la plaque fixe et la plaque mobile. En fait le rapport $(U.h/\nu)$ est appelé nombre de Reynolds. Un tel écoulement parallèle avec un gradient de vitesse uniforme est appelé écoulement de Couette

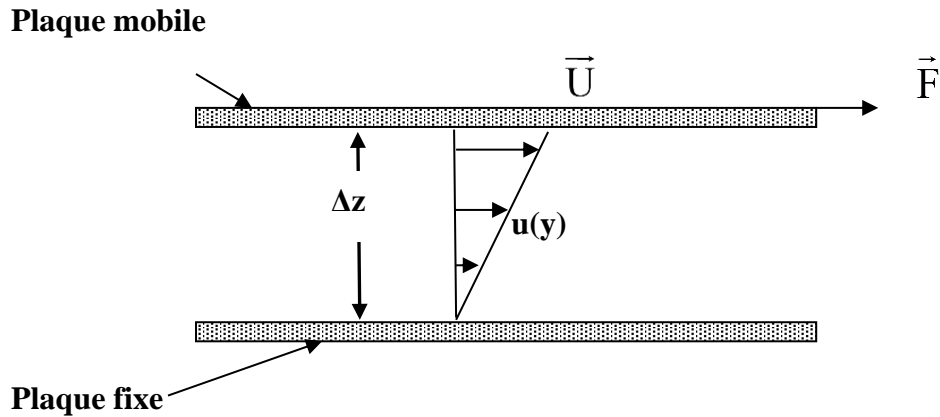


Figure II.3 : Représentation 2D de l'expérience de Newton [8].

II.3.2.1. Viscosité dynamique [8]

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de vitesse des veines de fluide entre les 2 faces de la plaque. Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière. Considérons deux couches de fluide adjacentes distantes de Δz . La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δu , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz : Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

$$F = \mu \cdot S \frac{\Delta u}{\Delta z} \tag{II.5}$$

Où :

F : Force de glissement entre les couches en $[N]$.

μ : Viscosité dynamique en $[Kg/m.s]$.

S : Surface de contact entre deux couches en $[m^2]$.

Δu : Écart de vitesse entre deux couches en $[m/s]$.

Δz : Distance entre deux couches en $[m]$.

II.3.2.2. Viscosité cinématique [8]

Ce coefficient est le rapporte entre la viscosité dynamique et la masse volumique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{II.6})$$

Le tableau 2.2 représente les valeurs de la viscosité dynamique et cinématique de quelques fluides à la pression atmosphérique.

Fluide	μ [kg/m.s]	ν [m ² /s]
Air (0°C)	1.7×10^{-5}	$1,33 \times 10^{-5}$
Eau (20°C)	$1,8 \times 10^{-3}$	$1,79 \times 10^{-6}$
Mercure (20°C)	$1,6 \times 10^{-3}$	$1,2 \times 10^{-7}$
Huiles	10^{-2} à 1	10^{-5} à 10^{-3}
Polymères fondus-verre fondu	10^2 à 10^4	10^{-1} à 10

Tableau II.2 : Valeurs de viscosité dynamique et cinématique de quelques fluides à la pression atmosphérique.

II.3.2.2. Variation de la viscosité en fonction de la température [8]

Dans le cas des gaz, une augmentation de la température entraîne un mouvement plus intense des molécules et accroît le mélange moléculaire et donc la viscosité augmente. Dans le cas d'un liquide, lorsque la température augmente les molécules se séparent entre elles, décroissant l'attraction entre elles et donc la viscosité diminue. La relation entre la température et la viscosité est par conséquent inversée pour un gaz et un liquide. (**Figure II.4**) montre la variation de la viscosité avec la température pour l'air et l'eau.

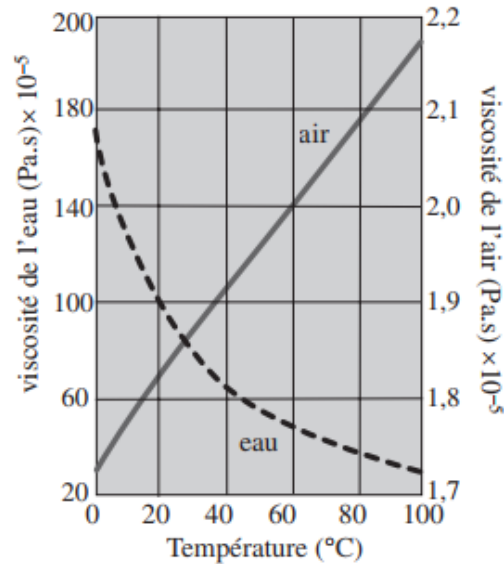


Figure II.4 : Variation de la viscosité dynamique de l'eau et de l'air en fonction de la température.

Remarque : La viscosité cinématique est une propriété propre du fluide, par contre la viscosité dynamique est une propriété de l'écoulement.

II.4. Types des fluides

II.4.1. Fluide réel ou visqueux

Dans un fluide réel en mouvement, les forces de contact possèdent des composantes tangentielles qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides.

II.4.2. Fluide Parfait ou non visqueux

Est un fluide à l'intérieur duquel les forces de cohésion sont nulles. Lorsque le fluide est parfait (fluide idéal, non visqueux) alors $\mu = 0$. Par exemple, si on considère l'écoulement sur une plaque plane (**Figure 2.5**), la région loin de la paroi peut être considérée comme non-visqueuse car les effets visqueux ne se font plus ressentir loin de cette paroi [8].

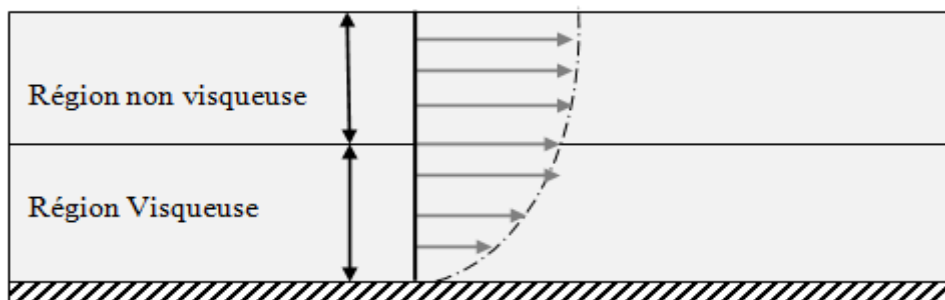


Figure II.5 : Région visqueuse et région non-visqueuse dans un écoulement proche de la paroi [1].

II.4.3. Fluide newtonien [9]

Les fluides newtoniens sont des fluides qui suivent les propriétés physiques du physicien Newton. Ces propriétés disent que la viscosité (rapport contrainte de cisaillement et l'augmentation de la vitesse de déformation) est le coefficient de proportionnalité liant la contrainte de cisaillement à l'augmentation de la vitesse de déformation. La vitesse de déformation est donc proportionnelle à la force appliquée. Lorsque que l'on fait un graphique on obtient une droite linéaire.

En outre, lorsqu'un fluide est newtonien cela veut dire que le fluide continue de s'écouler indépendamment des forces qui agissent sur lui. C'est le cas de la plupart des fluides existants, comme par exemple l'eau, à l'état liquide qui peu importe la contrainte qu'on applique à celui-ci (agiter, donner un coup, ...), le comportement ne change pas, l'eau reste au même état et continuera de couler tant qu'aucun autre facteur (température, pression ...) n'entre en jeu.

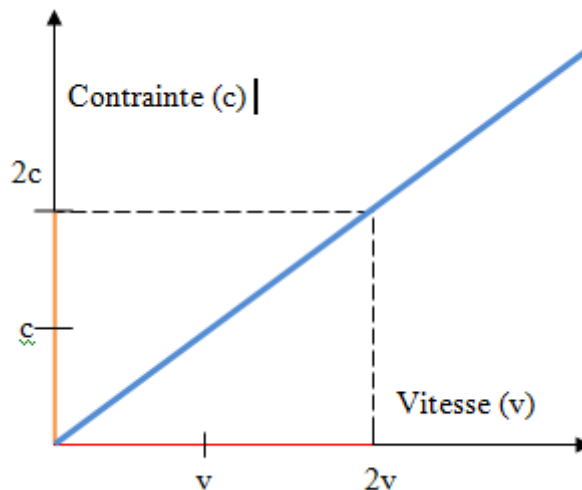


Figure II.6 : Courbe représentant la variation de la contrainte de déformation en fonction de la vitesse de déformation pour un fluide newtonien.

II.4.4. Fluides non-newtoniens [9]

Ce sont des fluides qui ne suivent pas les propriétés physiques de Newton. C'est donc un fluide dont l'état dépend de la vitesse et de la contrainte de cisaillement en plus de la température et de la pression. Il existe deux grands types de fluides non newtoniens, ceux qui dépendent du temps, et ceux qui sont indépendants du temps. Lorsque l'on fait un graphique, on obtient une courbe représentant une fonction exponentielle ou alors des droites ne passant pas par l'origine dans certains cas (= fonction affine).

Lorsque l'on applique une force, les propriétés au niveau moléculaire ou microscopique de ces fluides font qu'ils changent d'état suivant la contrainte appliquée, ce qui n'est pas le cas pour les fluides newtoniens qui gardent la même composition peu importe la contrainte. L'étude des fluides non-newtoniens et de la plasticité est appelée la Rhéologie.

On note sur ce schéma quatre types de fluides, trois fluides non newtonien (rhéofluidifiants en rouge, rhéoépaississants en vert et fluide de Bingham en bleu) ainsi qu'un fluide newtonien.

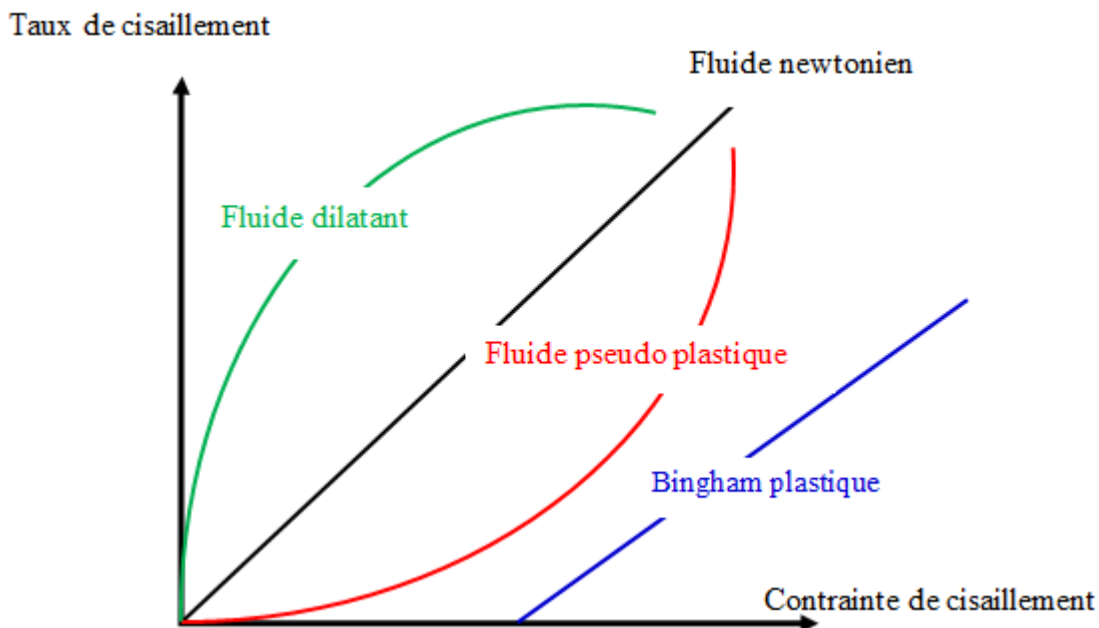


Figure II.7 : la contrainte de cisaillement en fonction de vitesse de déformation.

II.4.4.1. Les fluides rhéofluidifiants [9]

Ces fluides ont une viscosité qui diminue lorsque la contrainte de cisaillement augmente, c'est à dire, lorsque que l'on applique une force, à ce type de fluide, il devient de plus en plus liquide. C'est l'exemple du sang ou encore de la lave. Lorsque l'on retire la force appliquée, le fluide reprend son état initial.

Cette propriété s'explique par le fait que sous l'effet d'une force, les particules, qui sont la plupart du temps des longues chaînes de polymères (mais pas toujours), ont tendance à s'aligner progressivement dans le sens de la contrainte, ce qui favorise leur glissement relatif. Ainsi on obtient au fur et à mesure la même organisation que les molécules d' H_2O pour l'eau à l'état liquide, alignées et ordonnées. Lorsque l'on retire la force appliquée au fluide, ce dernier revient à l'état initial.

II.4.4.2. Les fluides rhéoépaississants [9]

Ces fluides ont une viscosité qui augmente lorsque la contrainte de cisaillement augmente. C'est l'inverse d'un fluide rhéofluidifiant. En clair, lorsque l'on applique une force à ce type de fluide, il devient de plus en plus solide. C'est l'exemple du mélange eau-maïzena. Lorsque l'on retire la force appliquée, le fluide reprend son état initial. Cette propriété s'explique par le fait que ces fluides sont constitués d'un liquide dans lequel est mélangé plusieurs particules différentes et homogènes de très petites taille. Ce fluide liquide est appelé Colloïde. Ainsi, lorsque l'on exerce une force sur le fluide,

les particules présentes dans le fluide se regroupent, et se lient entre elles ce qui donne une organisation ordonnée des particules comme pour l'eau à l'état solide. Lorsque la force est annulée, les molécules d'eau reprennent leurs places entre les particules et le fluide redevient liquide (ou plus visqueux)

II.4.4.3. Les fluides à seuil [9]

Un fluide à seuil est un fluide dont les propriétés changent lorsque l'on applique une force supérieure à un certain seuil de contrainte. En temps normal, un fluide à seuil ne s'écoule pas. C'est l'exemple du ketchup ou encore du dentifrice. Mais lorsque que l'on applique une force à ce fluide, il change d'état. Si la force appliquée devient insuffisante ou est retirée, le fluide reprend son état initial. A partir d'une certaine contrainte de cisaillement appliquée au fluide, celui-ci peut prendre un état définitif. La cause de ceci est qu'à partir d'un certain seuil de force, les liaisons entre des particules se cassent ce qui provoquent le changement d'état du fluide. Plus simplement, des liaisons entre les particules empêchent le fluide de réagir comme un fluide rhéopaisissant ou **rhéofluidifiant**, mais lorsque les liaisons sont rompues, on a alors les mêmes configurations qu'avec les deux autres types de fluides non-newtoniens.

Il existe un cas particulier comme la mayonnaise qui, une fois le seuil de contrainte atteint, devient une sorte de fluide newtonien puisqu'elle adopte un comportement linéaire. C'est fluide sont appelés fluides de Bingham.

II.5. Equations de base de la mécanique des fluides

II.5.1. Équation de continuité

II.5.1.1. Fluide incompressibles parfaits

L'équation de continuité dérive de l'équation de la conservation de masse donnée par :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \text{div}(f \cdot \vec{v}) = 0 \quad (\text{II.7})$$

Pour un écoulement permanent et un fluide incompressible, l'équation de conservation de masse s'écrit :

$$\text{div} \vec{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.8})$$

Cette équation est dite équation de continuité, elle peut aussi s'écrire sous la forme :

$$V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad (\text{II.9})$$

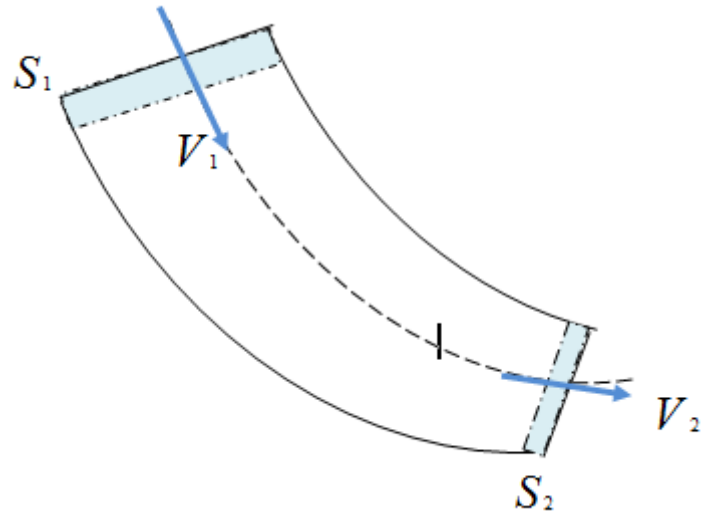


Figure II.8 : Représentation du principe de l'équation de continuité dans un tube de courant

II.5.1.2. Fluide compressibles

L'équation de continuité d'un fluide compressible est :

$$\rho_1 V_1 S_1 = \rho_2 V_2 S_2 \quad (\text{II.10})$$

II.5.2. Equations de quantité de mouvement

Dans l'hypothèse d'un fluide newtonien incompressible en écoulement conservatif, l'équation fondamentale de la dynamique des fluides est :

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{f} \quad (\text{II.11})$$

Chapitre III :

***Étude théorique de la PDC
linéaire et singulière***

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter un rappel sur les deux types de pertes de charge, linéaires et singulières, et sur les trois régimes d'écoulement : laminaire, transitoire et turbulent

III.2. Régimes d'écoulement [10]

Les expériences réalisées par Reynolds en 1883 lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de trois régimes d'écoulement : le régime laminaire, le régime transitoire et le régime turbulent :

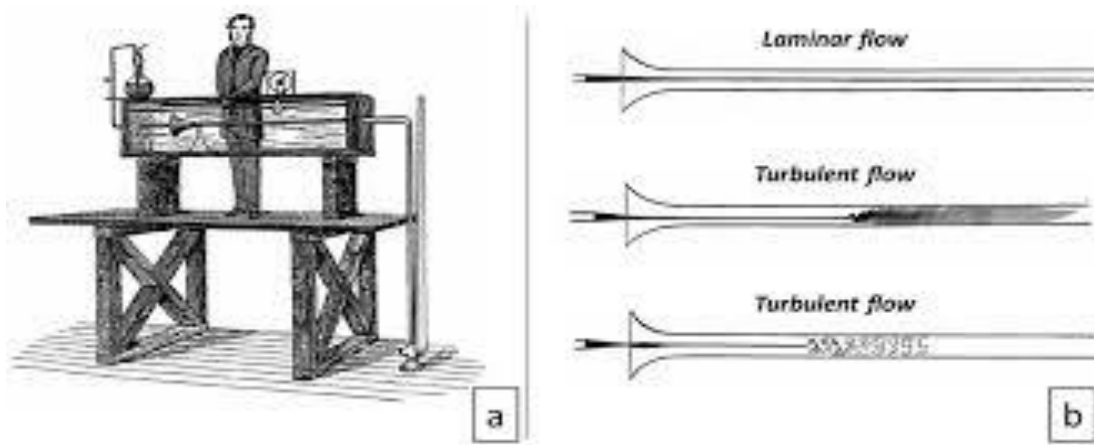


Figure III.1 : Régimes d'écoulement : a) Installation expérimentale de Reynolds ;

b) les trois régimes d'écoulement [15]

III.2.1. Régime laminaire

Le filet colorant du fluide est rectiligne et, sensiblement parallèle aux parois.

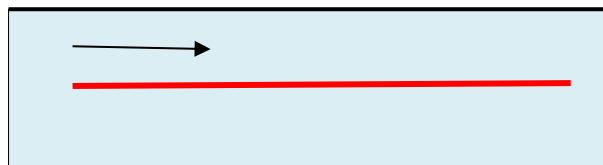


Figure III.2 : Filet du colorant rectiligne indiquant le régime laminaire.

III.2.2. Régime transitoire

Si la vitesse du fluide augmente dans la conduite, nous passons dans une zone d'incertitude où le régime d'écoulement peut être laminaire ou turbulent et nous pouvons passer de l'un à l'autre. Le régime est alors dit transitoire.

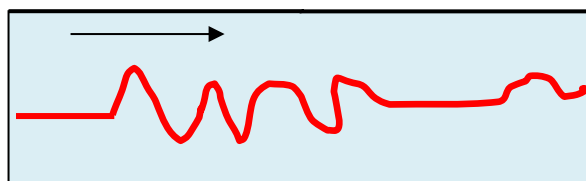


Figure III.3 : Filet du colorant sinusoidal indiquent le régime transitoire.

III.2.3. Régime turbulent

Le filet fluide s'éclate en donnant naissance à d'autres filets fluides qui s'enchevêtrent, s'enroulent sur eux-mêmes.

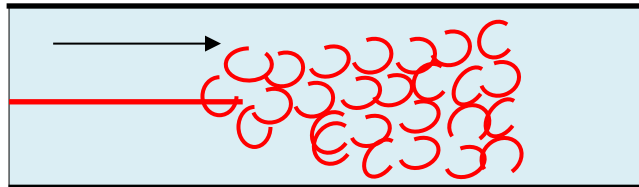


Figure III.4 : Filet du colorant éclaté indiquant le régime turbulent.

Des études théoriques et expérimentales plus poussées ont montré que dans l'écoulement turbulent, on distingue aussi l'écoulement turbulent lisse et les écoulements turbulents rugueux.

La limite entre ces différents types d'écoulements est évidemment difficile à appréhender. En utilisant divers fluides à viscosités différentes, en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds donné par l'expression suivante :

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{III.1})$$

Reynolds a trouvé que le régime est laminaire, pour $Re < 2100$, transitoire pour $2100 < Re < 2300$, et turbulent pour $Re > 2300$.

III.3. Les pertes de charge [10]

En mécanique des fluides, la perte de charge correspond à la dissipation d'énergie due au frottement entre particule- particule et particule-paroi. Cette dissipation est transformée ensuite en chaleur. On distingue deux types de perte de charge :

- Les pertes de charges linéaires ou régulières :
- Les pertes de charges singulières ou locales :

Cette énergie doit être compensée afin de permettre au liquide de se déplacer. On l'exprime couramment sous la forme d'une pression, bien qu'elle soit en fait représentative d'une dissipation d'énergie et qu'elle apparaisse dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne de fluide.

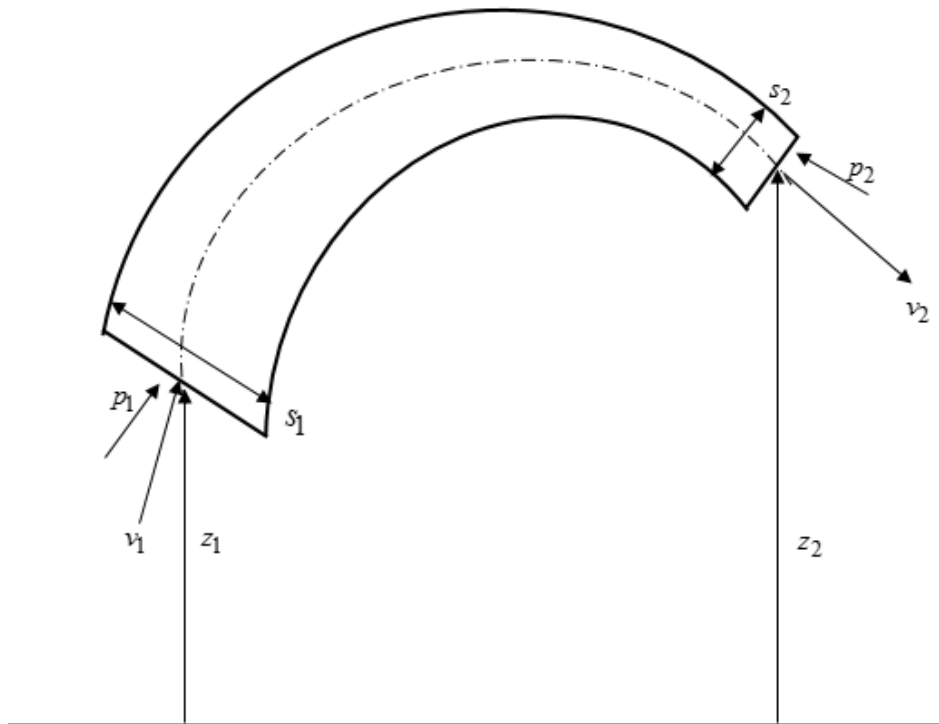


Figure 3.5 : Application de l'équation de Bernoulli à une veine liquide

On utilise dans ce cas le théorème de Bernoulli généralisé, qui s'écrit :

$$\frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \Delta H_T \quad (\text{III.2})$$

Où le terme ΔH_T représente la perte de charge totale (linéaire et singulière) ou dissipation d'énergie (exprimée en mètres) entre la section 1 et la section 2 de la veine liquide.

Dans le cas d'un fluide incompressible, si la section du tuyau est constante, alors la vitesse est demeurée constante. L'altitude ou la côte z étant imposée par l'installation de la canalisation, on voit que la perte de charge se traduit par une diminution de pression. La relation la plus générale s'écrit :

$$\frac{V_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (\text{III.3})$$

Où ΔP_T représente l'ensemble des pertes de charge ou la perte de charge totale entre les sections (1) et (2).

$$\Delta P_T = \rho * g * \Delta H_T \quad (\text{III.4})$$

3.1.1. Perte de charge linéaire ou régulière

Les pertes de charge linéaires (ou régulières) sont provoquées par la viscosité (autant moléculaire que turbulente) des liquides et des gaz réels ; elles prennent naissance lorsqu'il y a

mouvement, et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les molécules (écoulement laminaire) ou entre les diverses particules (écoulement turbulent) des couches voisines du fluide qui se déplacent avec des vitesses différentes. Ces pertes ont lieu sur toute la longueur de la conduite.

Pour une canalisation horizontale cette perte d'énergie se caractérise par une diminution de la charge dans le sens de l'écoulement, rappelons que lorsque la conduite est horizontale, la perte de charge se réduit à la différence de pression entre les points considérés et donc [6]:

$$\Delta H_{1-2} = H_2 - H_1 \tag{III.5}$$

ΔH_{1-2} est la perte de charge linéaire (par frottement).

III.3.1.1. La ligne de charge et la ligne piézométrique

Les notations ci-dessus étant conservées, si, dans l'écoulement d'un liquide, on fait correspondre à chaque position d'une particule liquide un point P placé à sa verticale, à une cote

$$\frac{P}{\rho g}$$

augmentée algébriquement de $\frac{v^2}{2g}$ la cote du point P est appelée hauteur piézométrique; le lieu des points P quand la particule se déplace est la ligne piézométrique.

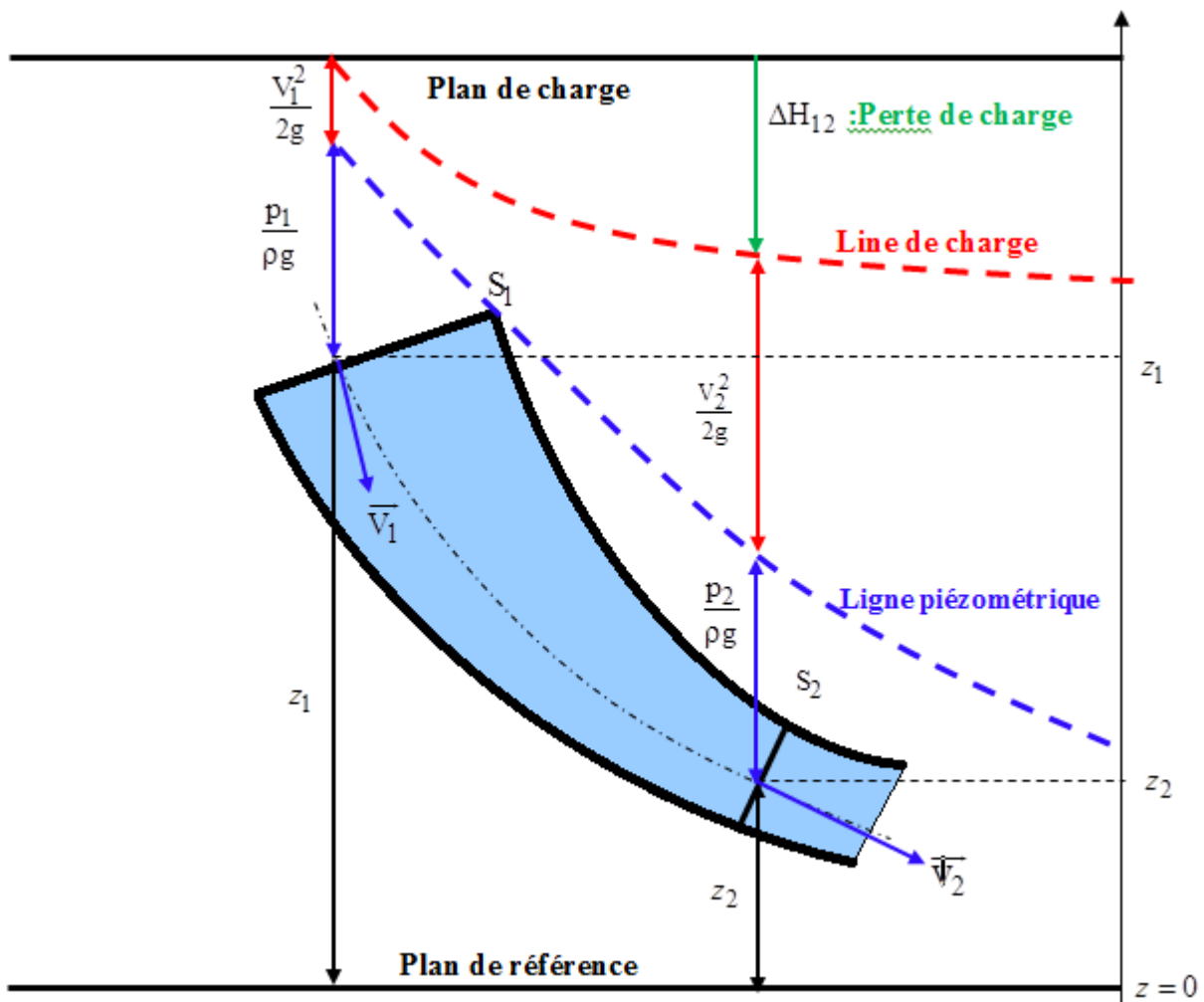


Figure III.6 : Evolution de la ligne de charge et de la ligne piézométrique le long d'une veine liquide

Une nouvelle augmentation de cote, faite à partir du point P, et égale à $\frac{V^2}{2g}$ donne un point C, dont la cote est la charge au point considéré du liquide ; le lieu des points C est la ligne de charge de l'écoulement.

III.3.1.2. Expression générale de la perte de charge linéaire ΔH_L

Les pertes de charge linéaires ΔH_L présent dans un écoulement de vitesse moyenne V engendrées par une conduite rectiligne de longueur L et de section constante de diamètre hydraulique D , sont caractérisées par le coefficient de pertes de charge linéaire donné par :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.6})$$

La détermination du coefficient de la perte de charge linéaire, peut se faire à l'aide des équations ou à l'aide diagramme de Lewis Ferry Moody.

a- Equations donnant le coefficient de la perte linéaire [11]

Régime laminaire

Dans le cas d'un régime est laminaire ($Re < 2100$) , le coefficient de perte de charger linéaire λ est indépendant de la rugosité et n'est fonction que du nombre de Reynolds, il est donné par la relation **Jean-Léonard-Marie Poiseuille**[9].

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.7})$$

Régime turbulent [11]

Dans le cas d'un régime turbulent le coefficient de perte de charge est donné par des expressions analytiques déterminées expérimentale [9] :

- Pour un écoulement turbulent lisse tel que $2300 \leq Re \leq 10^5$, le coefficient de perte de charge linéaire λ déterminer par la formule d'Heinrich Blasius :

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (\text{III.8})$$

- Pour un écoulement turbulent lisse tel que $10^5 \leq Re \leq 10^6$, on applique la formule de Prandtl – Von Karman

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (\text{III.9})$$

- Pour un écoulement turbulent rugueux tel que $Re > 10^6$, on applique la relation de Cyril Frank Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3,71D}\right) \quad (\text{III.10})$$

Remarque : En industrie, on utilise la formule de Colebrook-White :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III.11})$$

b- Utilisation du diagramme de Lewis Ferry Moody

Les canalisations et les conduites employées en pratique diffèrent sensiblement de celles utilisées dans l'expérience de Nikuradse (Corrélation de Johann Nikuradse validité se réduit aux écoulements turbulents rugueux) [11]. Leur rugosité n'est pas uniforme et elle n'est pas directement mesurable. Cependant, on peut attribuer une valeur de la rugosité relative $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$ à chaque type de conduite.

Une étude très détaillée des pertes de charge dans les conduites industrielles est due à Moody 1944[12].

Moody (1944) a publié un diagramme tracé à partir de l'équation de Colebrook, qui s'appelle le diagramme de Moody (illustré sur la Figure 3.7) et qui représente les équations (3.8) – (3.10). Il a une précision de $\pm 15\%$ dans la région utilisée.

Le résultat principal de cette étude est présenté à (**la Figure III.7**). Le diagramme de Moody donne le coefficient de perte de charge linéaire λ en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative de la canalisation. Le paramètre $\left(\frac{\varepsilon}{D}\right)$ est donné pour chaque type de canalisation mais peut varier de façon significative. De ce fait λ n'est jamais déterminé à moins de 5 à 10% près. Ce facteur varie dans le temps du fait de correction et il faut prendre cet aspect en considération lorsque l'on doit concevoir un système fonctionnant sur une grande période de temps.

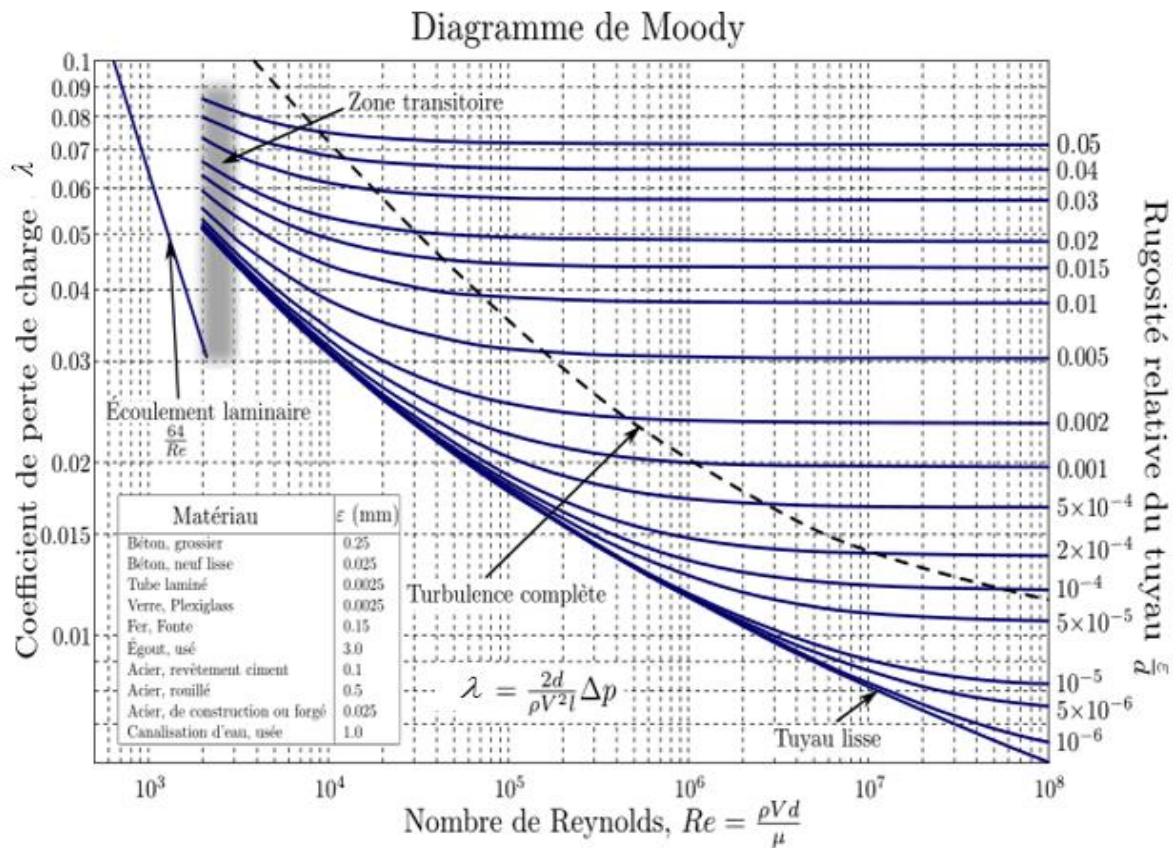


Figure III.7: Diagramme de Moody

III.3.2. Perte de charge singulière ΔH_s [11]

La perte de charge singulière apparaît lorsque la conduite subit une variation de section ou un changement de direction, l'écoulement du fluide subira alors une variation de la charge totale (énergie totale). On parlera ainsi d'une perte de charge singulière, qui est caractérisée par un coefficient de perte de charge singulière qui dépend de la forme et des dimensions de la singularité. La relation générale de la perte de charge singulière d'écrit :

$$\Delta H_s = K \frac{V^2}{2g} \tag{III.12}$$

III.3.2.1. Changement de direction

Dans les conduites et les canaux courbes (coudes à parois parallèles ou concentrique), est par suite du changement de direction de l'écoulement, il apparaît des forces centrifuges dirigées du centre de courbure vers la paroi extérieure de la conduite. De cela dépend l'augmentation de pression au voisinage de la paroi extérieure et sa diminution au voisinage de la paroi intérieure, lorsque l'écoulement passe de la conduite rectiligne à la partie coudée. La vitesse de l'écoulement devient beaucoup plus faible vers la paroi intérieure et plus élevée vers la paroi extérieure.

a- Coude Arrondi

La figure 3.8.a montré le type d'écoulement dans un coude arrondi où deux tourbillons apparaissent en provoquant la perte de charge singulière. La figure 3.8.b représente les caractéristiques du coude arrondi dont dépend le coefficient de perte de charge et qui est donné par la relation :

$$K = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{2R_c} \right)^{7/2} \right] \frac{\delta}{90^\circ} \tag{III.13}$$

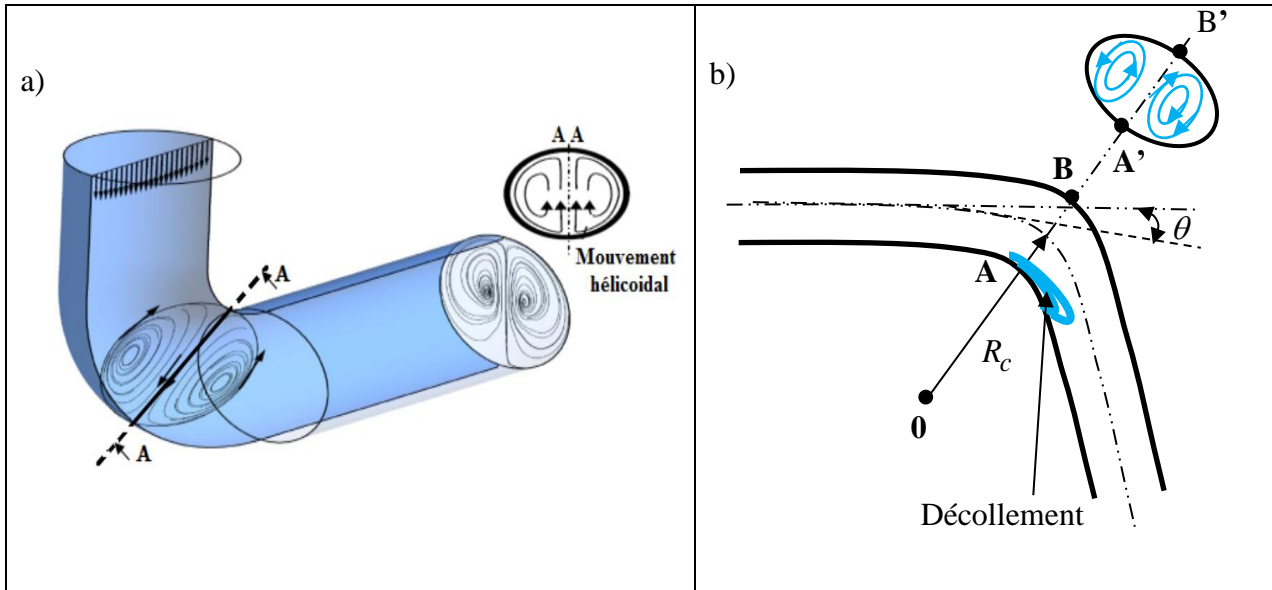


Figure III.8 : Description d'un coude : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ;
b) caractéristiques géométriques d'un coude arrondi.

La valeur du coefficient de la perte de charge singulière est donnée par le tableau 3.1 en fonction de l'angle de courbure et du rapport entre le rayon de courbure et le diamètre de la conduite.

$\delta(^{\circ})$	R_c/D				
	1	1.5	2	2.5	3
11.25	0.037	0.021	0.018	0.017	0.017
22.5	0.074	0.043	0.036	0.034	0.034
30	0.098	0.057	0.048	0.046	0.045
45	0.147	0.085	0.073	0.069	0.067
60	0.196	0.114	0.097	0.092	0.090
90	0.294	0.170	0.145	0.138	0.134
180	0.589	0.341	0.291	0.275	0.269

Tableau 3.1 : Valeurs du coefficient de perte de charge singulière pour un coude arrondi [13].

b- Coude à angle vif

Pour les coudes à angle vif, la perte de charge est due à deux tourbillons qui apparaissent, l'un au niveau de la jonction des deux conduites formant le coude vif, et l'autre, légèrement à l'aval de cette jonction (3.9.a). Cette singularité provoque aussi un changement dans l'allure du profil de vitesses et de pressions.

Le coefficient de perte de charge singulière ne dépend pas du diamètre, il dépend seulement de l'angle δ , on peut tirer sa valeur directement du **tableau III.2 [13]**.

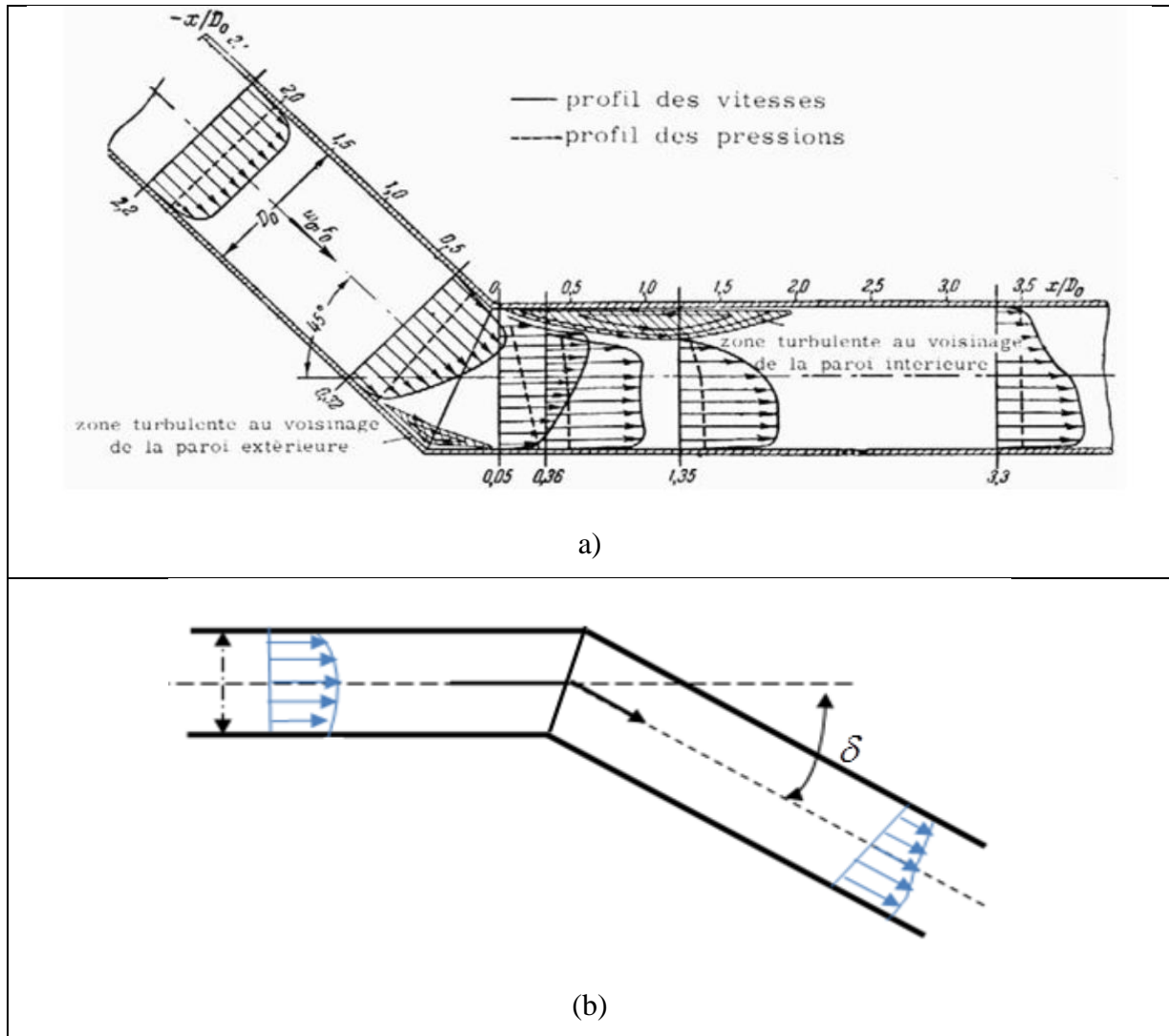


Figure III.9 : Coude à angle vif : a) type d'écoulement dans un coude arrondi ; b) caractéristique géométriques d'un coude à angle vif.

La formule qui donne le coefficient de perte de charge singulière en fonction de l'angle δ pour un coude à angle vif est:

$$K = 2 \sin^2(\delta) + 2 \sin^4\left(\frac{\delta}{2}\right) \tag{III.14}$$

On peut également utiliser la relation de Weisbach :

$$K = 0,947 \sin^2\left(\frac{\delta}{2}\right) + 2,047 \sin^4\left(\frac{\delta}{2}\right) \quad \text{(III.15)}$$

Ou celle de Gibson [14] :

$$K = 67,6 \times 10^{-6} (\delta)^{2,17} \quad \text{(III.16)}$$

Cette dernière relation est représentée approximativement par le tableau suivant :

$\delta(^{\circ})$	22.5	30	45	60	90
K	0.07	0.11	0.24	0.47	1.13

Tableau III.2: Valeur du coefficient de perte de charge singulière pour un coude à angle vif [13].

c- Jonction en "T" à 90°

La figure 3.10 représente les différentes jonctions de conduite à 90° et à angles :

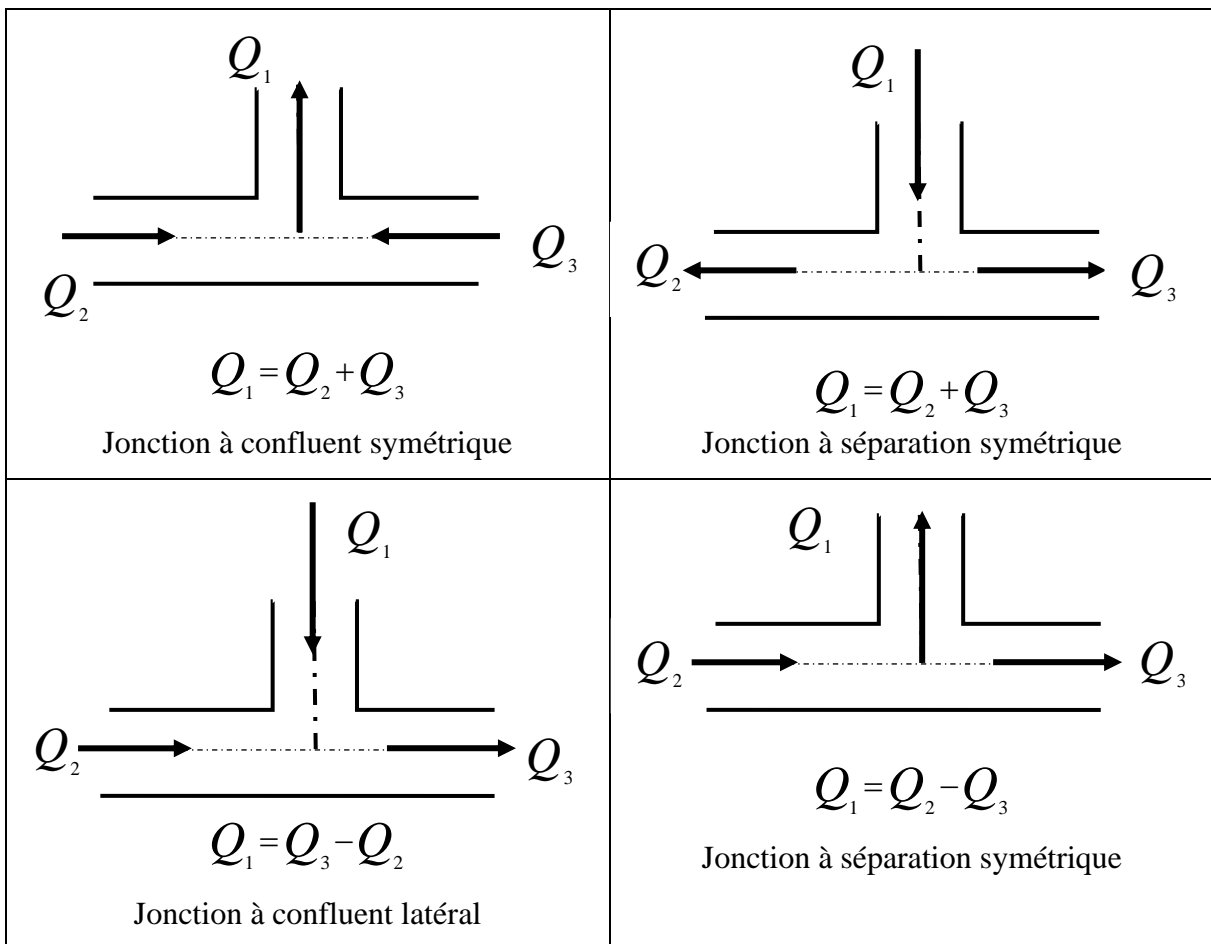


Figure III.10 : Jonctions des conduites en "T" (Branchement à 90°)

Pour déterminer la perte de charge dans une jonction T (90°), on détermine la vitesse dans chaque direction. Les deux relations suivantes donnent la perte de charge pour les deux directions (1) et (3) :

$$\Delta H_{S3} = K_3 \frac{V_3^2}{2g} \quad (\text{III.17a})$$

$$\Delta H_{S1} = K_1 \frac{V_1^2}{2g} \quad (\text{III.17b})$$

K_1 et K_3 sont les coefficients de perte de charge singulière, ils sont déterminés à l'aide du **tableau**

III.3 :

Q_1/Q_2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
K_3	0.4	0.26	0.15	0.06	0.02	0
K_1	1	1.01	1.05	1.15	1.32	1.45

Tableau III.3 : Coefficient de perte de charge singulière d'une Jonction à confluent symétrique des conduites en "T" (branchement à 90°).

Les deux relations (III.16) et (III.17) donnent la perte de charge pour les deux directions (1) et (3).

Où K_1 et K_2 sont déterminés à l'aide du **tableau III.4**.

Q_1/Q_2	0	0.1	0.2	0.4	0.8	1
K_1	0	0.16	0.27	0.46	0.60	0,55
K_2	-0.6	-0.37	-0.18	0.26	0.94	1.2

Tableau III.4 : Coefficient de perte de charge singulière d'une jonction à confluent latéral des conduites en "T" (branchement à 90°).

III.3.2.2. Changement de section

Il existe quatre types de changement de section :

- a- **Elargissement brusque de section :** à la sortie de la section S_1 , il se forme un jet qui ne recolle pas immédiatement aux parois de la section élargie. Il se forme alors une zone morte où on observe un mouvement tourbillonnaire intense.

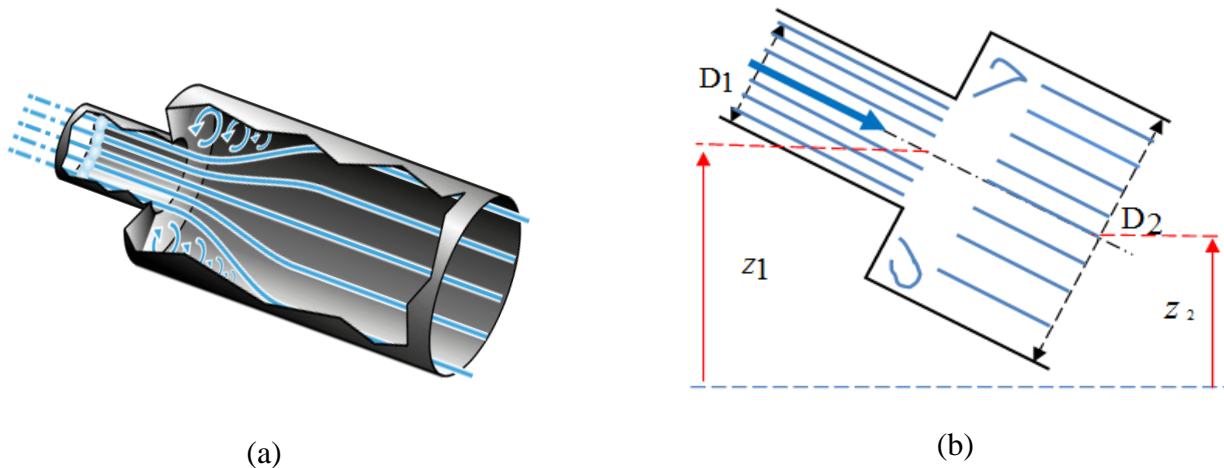


Figure III.11: Elargissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un élargissement, présence de tourbillons ; b) Caractéristiques d'un élargissement.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'un élargissement brusque est déterminé à l'aide de la relation suivante :

$$K = \left[1 - \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right] + \frac{1}{9} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \tag{III.18}$$

b- Rétrécissement brusque

La perte de charges, dans la partie où les filets liquides convergent, est négligeable par contre après avoir passé la section contractée, la veine s'élargit et on observe une perte de charges comparable à celle provoquée par un élargissement brusque.

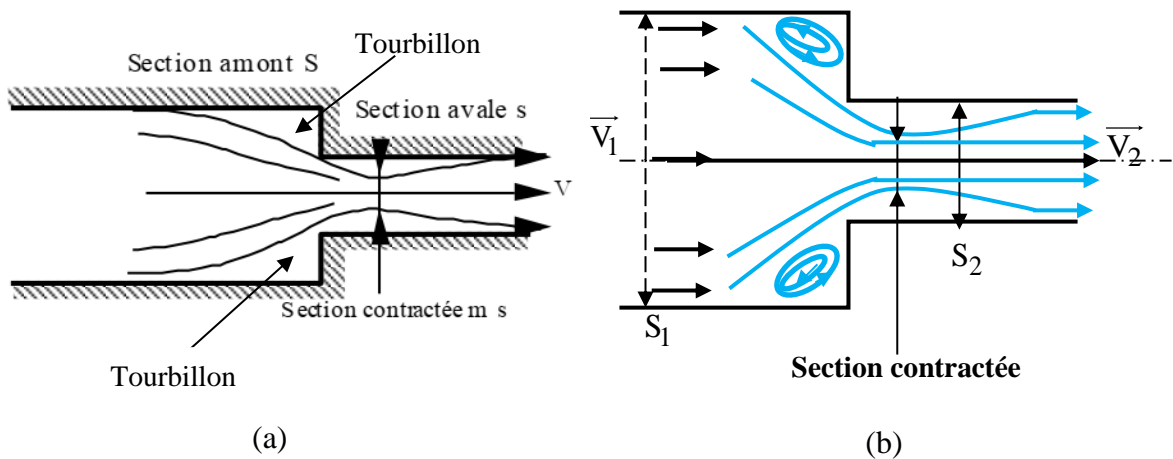


Figure III.12 : Rétrécissement brusque : a) écoulement à l'intérieur d'un rétrécissement brusque, présence de tourbillons ; b) Dimensions d'un rétrécissement.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'un rétrécissement brusque est calculé à l'aide de la relation (III.19).

$$K = 0,5 \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right) \quad (\text{III.19})$$

c- **Convergent** : la section diminue progressivement, et la perte de charge singulière est pratiquement négligeable.

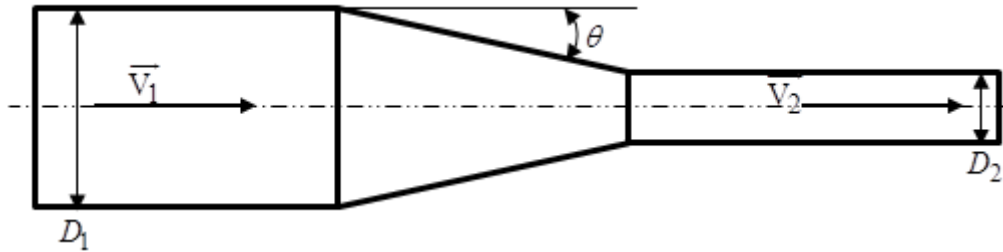


Figure III.13: Diminution progressive de la section (convergente)

d- **Divergent** : la section augmente progressivement, et la perte de charge singulière n'est pas négligeable.

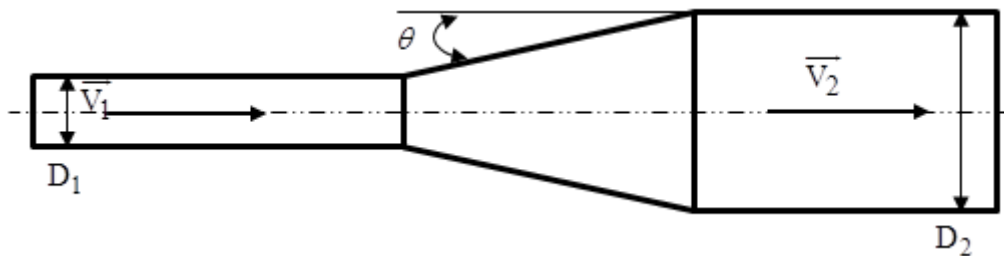


Figure III.14 : Augmentation progressive de la section (divergente)

Le coefficient de perte de charge singulière K est donné par :

$$K = 3,2 \left(\operatorname{tg} \left(\frac{\theta}{2} \right) \right)^{1,25} \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right)^2 \quad (\text{III.20})$$

Si $\theta > 20^\circ$ il y a décollement de la veine liquide et le comportement est identique à celui d'un élargissement brusque.

$(D_1/D_2)^2$	0	3	6	8	10	12	14	16	20	24	30	40
0		0.03	0.08	0.12	0.15	0.19	0.23	0.28	0.37	0.46	0.62	0.90
0.05		0.03	0.07	0.10	0.14	0.17	0.21	0.25	0.33	0.42	0.56	0.82
0.1		0.03	0.06	0.09	0.12	0.16	0.19	0.22	0.30	0.37	0.5	0.73
0.2		0.02	0.05	0.06	0.10	0.09	0.11	0.13	0.18	0.23	0.30	0.44
0.3		0.02	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.13	0.18	0.23	0.3	0.44
0.4		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.12	0.15	0.23
0.5		0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.09	0.12	0.15	0.23
0.6		0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.06	0.07	0.10	0.14

Tableau III.5 : Valeur du coefficient de perte de charge singulière [13]

III.3.2.3. Appareils de robinetterie

a- Vanne opercule

Les vannes opercule sont conçues pour être entièrement ouverte ou fermée. Elles sont installées dans des chambres de vannes et ne doivent pas être utilisées comme régulateur de pression ou comme vanne de régulation.

Les vannes opercules sont souvent utilisées lorsqu'une perte de pression minimale et un passage intégral sont nécessaires. Lorsqu'elle est complètement ouverte.

Les vannes opercule peuvent être utilisées avec une grande variété de fluides. Elles sont adaptées aux conditions suivantes :

- Eau potable, eaux usées et liquides neutres : température comprise entre -20 et $+70^\circ\text{C}$, vitesse d'écoulement maximale de 5 m/s et pression différentielle jusqu'à 16 bars.
- Gaz : température comprise entre -20 et $+60^\circ\text{C}$, vitesse d'écoulement maximale de 20 m/s et pression différentielle jusqu'à 16 bars.

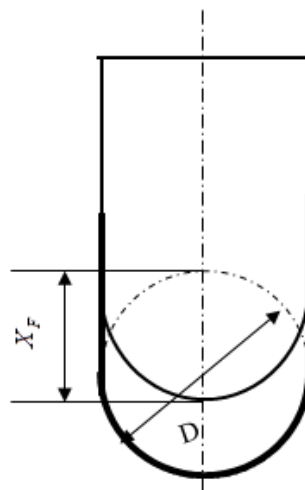


Figure 3.15 : Vanne opercule.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'une vanne opercule est déterminé à l'aide du **tableau III.6**.

$\frac{X_F}{D}$	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
K	0.07	0.26	0.81	2.06	5.52	17	98

Tableau III.6 : Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'ouverture de la vanne (opercule).

b- Vanne à papillon

Si l'utilisation d'une vanne papillon n'est pas vraiment courante, c'est qu'il s'agit d'un dispositif à usage plus spécifique. En effet, elle est principalement réservée pour les tuyauteries de 50 mm de diamètre. Explicitement, un robinet papillon est conçu pour actionner l'ouverture et la fermeture d'une canalisation. Il permet également de régler une situation intermédiaire entre ces deux options.

Comparée aux autres types de vannes, elle permet une manœuvre plus rapide ainsi qu'une bonne étanchéité. Autrement dit, la perte de charge n'est pas considérable. D'autre part, son installation et/ou désinstallation est très rapide. A noter que son obturateur de débit est très similaire à un papillon de carburateur, d'où lui est attribué son nom.

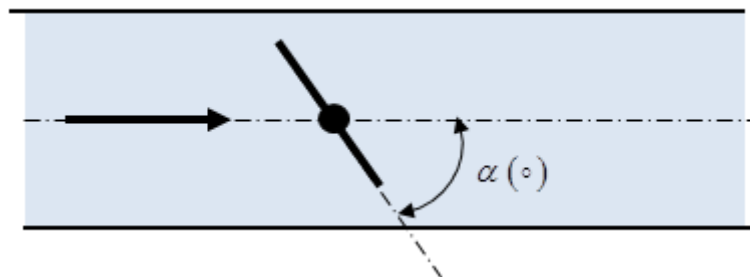


Figure III.16 : Vanne à papillon.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'une vanne à papillon est déterminé à l'aide du **Tableau 3.7**.

$\alpha (^\circ)$	5	10	15	20	30	40	45	50	60	70
K	0.24	0.52	0.9	1.5	3.9	11	19	33	118	750

Tableau III.7: Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne (à papillon).

c- Vanne à boisseau

La vanne est un dispositif de robinet. Elle présente une taille nettement plus importante que celle du robinet et intervient pour la régulation du flux d'un fluide passant dans une canalisation. La vanne à boisseau sphérique représente quant à elle une vanne à tournant sphérique. Mais elle est beaucoup plus utilisée pour servir de vanne d'arrêt plutôt qu'une vanne de régulation du débit. La vanne à boisseau sphérique propose plusieurs avantages.

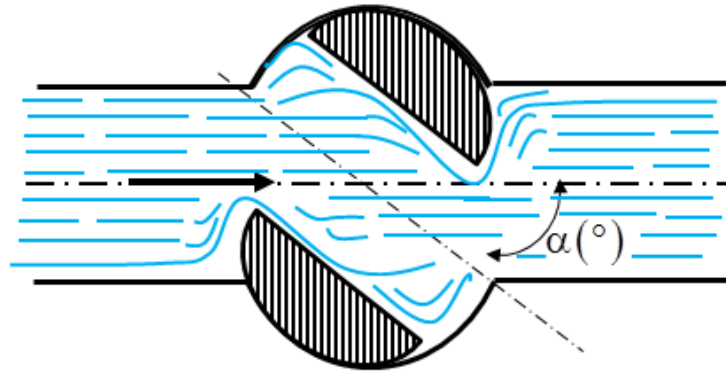


Figure III.17 : Robinet à boisseau.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'un robinet à boisseau est déterminé à l'aide du **tableau III.8**.

$\alpha(^{\circ})$	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60
K	0.05	0.29	0.75	1.6	5.5	17	31	53	110	206

Tableau 3.8 : Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture de la vanne (à boisseau).

d- Clapet à battant

En termes simples, vous pouvez utiliser un clapet à boule combiné à battant dans toutes les situations où vous utiliseriez un clapet anti-retour. Si vous travaillez sur un système d'égout, il est plus important que vous en installiez un. Un système de puisard ne contient généralement pas de matériau contaminé, l'entretien n'est pas un problème.

Si vous avez juste besoin de placer un clapet anti-retour dans un système de pompe de puisard simple, le clapet régulier fonctionnera parfaitement et répondra à vos besoins. Si votre système de puisard fonctionne souvent ou si vous pensez qu'il peut avoir besoin d'un entretien plus régulier, il peut être plus logique de mettre un clapet à boule combiné à battant. Cela permettra de gagner du temps et de faciliter l'entretien.

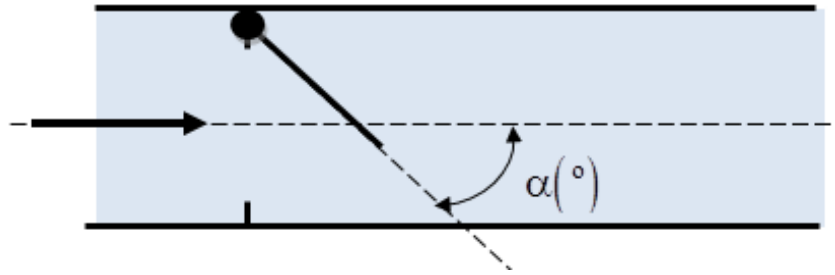


Figure III.18 : Clapet à battant.

Le coefficient de perte de charge singulière K d'un clapet à battant est déterminé à l'aide du **tableau III.9**.

$\alpha(^{\circ})$	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75
K	1.7	3.2	6.6	9.5	14	20	30	42	62	90

Tableau III.9 : Valeurs du coefficient K de la perte de charge singulière en fonction de l'angle d'ouverture du clapet à battant.

III.4. Circuits hydrauliques

Un circuit de transport permet de déplacer un liquide d'une source à un réservoir de stockage. Il existe deux types des circuits ouvert et fermé

III.4.1. Circuit fermé ou maillé

Un circuit fermé composé d'éléments consécutifs d'un réseau est appelé maille. Un endroit où sont branchés ensemble plusieurs conduites, pompes, réservoirs ou autres équipements s'appelle un nœud.

Un réseau est en équilibre lorsque la somme algébrique des débits Q au nœud est nulle et que simultanément la somme algébrique des pertes de charge ΔH autour d'une maille s'annule. Ceci définit la loi des nœuds et la loi des mailles.

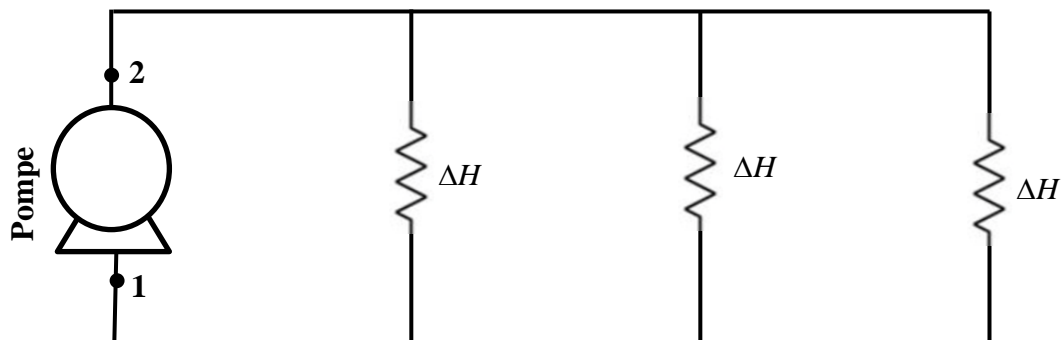


Figure III.19 : Circuit hydraulique fermé ou maillé

III.4.2. Circuit ouvert

Ces circuits sont les plus simples à concevoir mais présentent un inconvénient : en effet, la pompe aspirant à la pression atmosphérique (à 1 bar de pression absolue), celle-ci ne peut créer qu'une perte de charge minimale (de l'ordre de -0,2 bar maxi) dans la conduite d'aspiration la reliant à la bêche. En conséquence, pour un débit donné, la taille de la pompe devra être relativement importante à cause de ses tubulures d'aspiration (externes et internes). Si la perte de charge à l'aspiration venait à augmenter, alors une cavitation se produirait, détériorant la pompe rapidement.

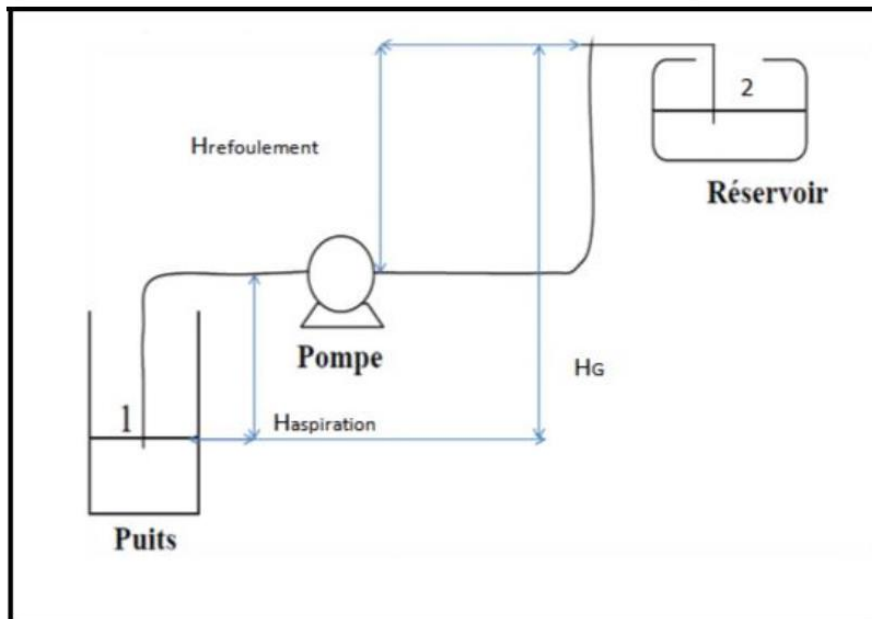


Figure III.20 : Schéma d'un circuit ouvert

III.4.3. Loi des nœuds

On parle de nœud dans un circuit hydraulique dès lors que l'on a plusieurs branches. "Plusieurs branches" signifient simplement qu'il y a connexion entre trois fils, au moins. En un nœud, la somme orientée des débits est nulle : Somme des débits qui entrent égale à la somme des débits qui sortent.

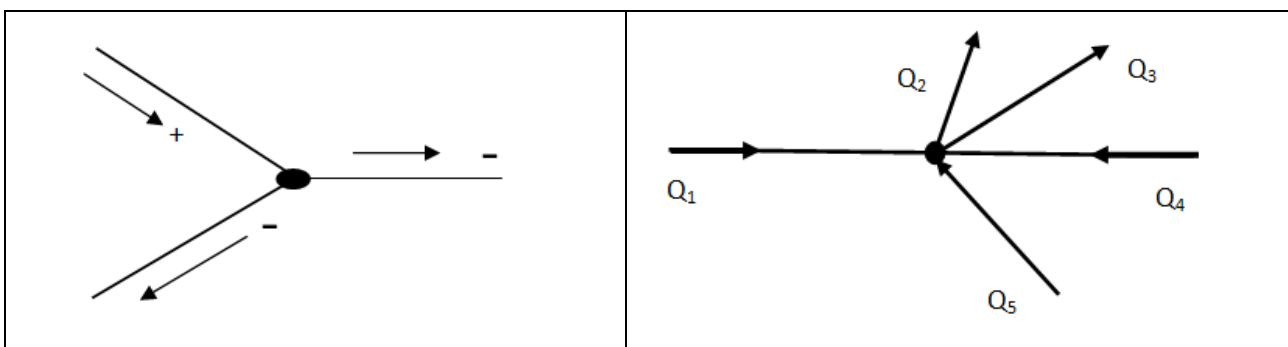


Figure III.21 : schéma de nœuds

Le signe + est affecté au débit qui entre dans le nœud et inversement.

$$Q_1 + Q_4 + Q_5 = Q_2 + Q_3 \tag{III.21}$$

III.4.4. Loi des mailles

Le long d'une maille quelconque du réseau, c'est-à-dire l'ensemble des branches formant un circuit fermé, la somme algébrique des pertes de charge est nulle.

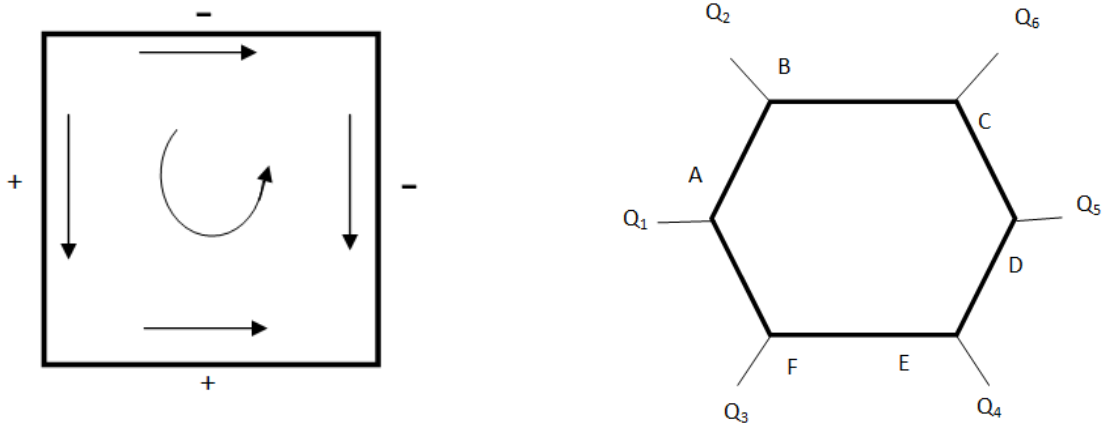


Figure III.22 : Schéma d'une maille

On choisit un signe dans la maille, indiqué par la flèche en boucle et lorsque le débit est dans le sens de parcours fixé. Il est alors affecté du signe +, le signe – dans le cas contraire.

Pour effectuer le calcul, il faut préciser la relation entre les pertes de pression et les débits. Les pertes de charge sont proportionnelles aux carrés des débits, ce qui complique la solution du problème. Si l'on dispose d'une valeur approchée du débit, on peut toutefois simplifier le problème en le linéairement. Au voisinage du point de fonctionnement $(Q_n \Delta H_n)$ supposé, en remplaçant la courbe de variation (parabole) par sa tangente et écrire :

$$\Delta H_1 - \Delta H_0 = 2 \frac{\Delta H}{Q_0} (Q_1 - Q_0) \tag{III.22}$$

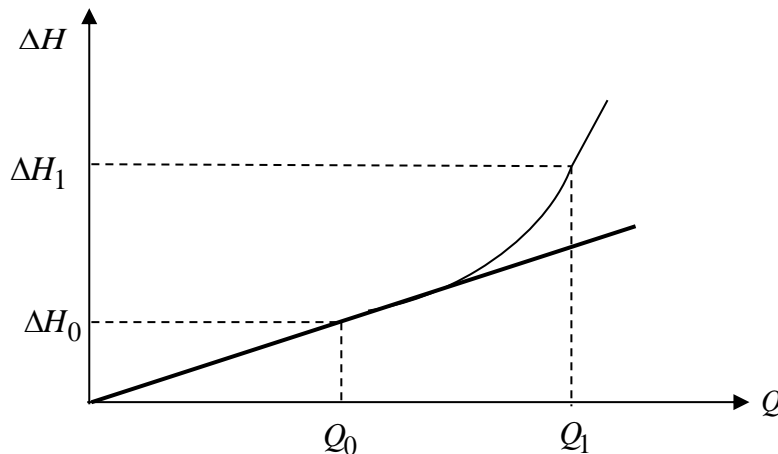


Figure III.23 : Courbe donnant la relation entre la perte de pression et le débit

Si la perte de charge est liée à Q par la relation $\Delta H = AQ^2$. cette approximation linéaire s'écrit alors :

$$\Delta H_1 - \Delta H_0 = 2\Delta Q_0 (Q_1 - Q_0) \quad (\text{III.23})$$

La méthode de Hardy-Cross, que l'on va recevoir plus loin repose sur cette approximation linéaire. En partant d'une répartition supposée des débits dans le réseau respectant la première loi de Kirchhoff, la somme orientée $\sum AQ_0^2$ qui en général n'est pas nulle. En tenant compte de la linéarisation précédente, on montre qu'il faut appliquer à toutes les branches d'une maille donnée

une correction en débits égale à $Q = \frac{-(\sum AQ^2)}{2\sum AQ}$. Toute branche commune à deux mailles

recevra bien entendu les deux corrections correspondantes.

Pour la mise en écoulement des fluides dans les circuits hydrauliques, on doit placer une pompe hydraulique

III.5. Pompes hydrauliques

III.5.1. Différents types des pompes :

Les pompes sont classées en deux catégories principales :

- Celles dont le déplacement du liquide est obtenu en agissant sur la vitesse de rotation du fluide (liquide) elles sont dites « Turbopompes ».
- Celles dont le déplacement du fluide est obtenu en faisant varier, par un moyen mécanique le volume d'une cavité, elles sont dites « Pompes volumétriques ».

III.5.1.1. Turbopompes

Pour les turbopompes, on utilise essentiellement les pompes centrifuges qui sont, de nos jours, les plus utilisées. Elles peuvent être radiales, axiales ou mixtes. Toutefois, on peut aussi retrouver, dans cette catégorie, les pompes hélico-centrifuges et hélicoïdales. Les pompes centrifuges sont autorégulatrices. Elles peuvent même continuer à fonctionner à débit nul. Le mauvais vannage n'a pas les mêmes conséquences que sur les pompes volumétriques.

III.5.1.2. Pompes volumétriques

La variation de volume est créée par le déplacement d'un ensemble mobile selon un mouvement de translation rectiligne alternatif pour les pompes alternatives et de rotation pour les pompes rotatives. Elles sont utilisées pour des fluides incompressibles. Elles sont aussi utilisées pour des liquides chargés ou pâteux.

Les pompes volumétriques peuvent être :

- A profils conjugués : on y trouve les pompes à engrenage, à vis, hélicoïdale, à piston rotatif

- A palettes : rigide ou flexibles
- Alternatives : les pompes à piston simple ou multiple, à diaphragme ou membrane, à piston plongeur

Notons que l'utilisation d'un type de pompe ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide c'est-à-dire que, de manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera les pompes centrifuges. (La figure 3.24) donne une classification des pompes hydrauliques.

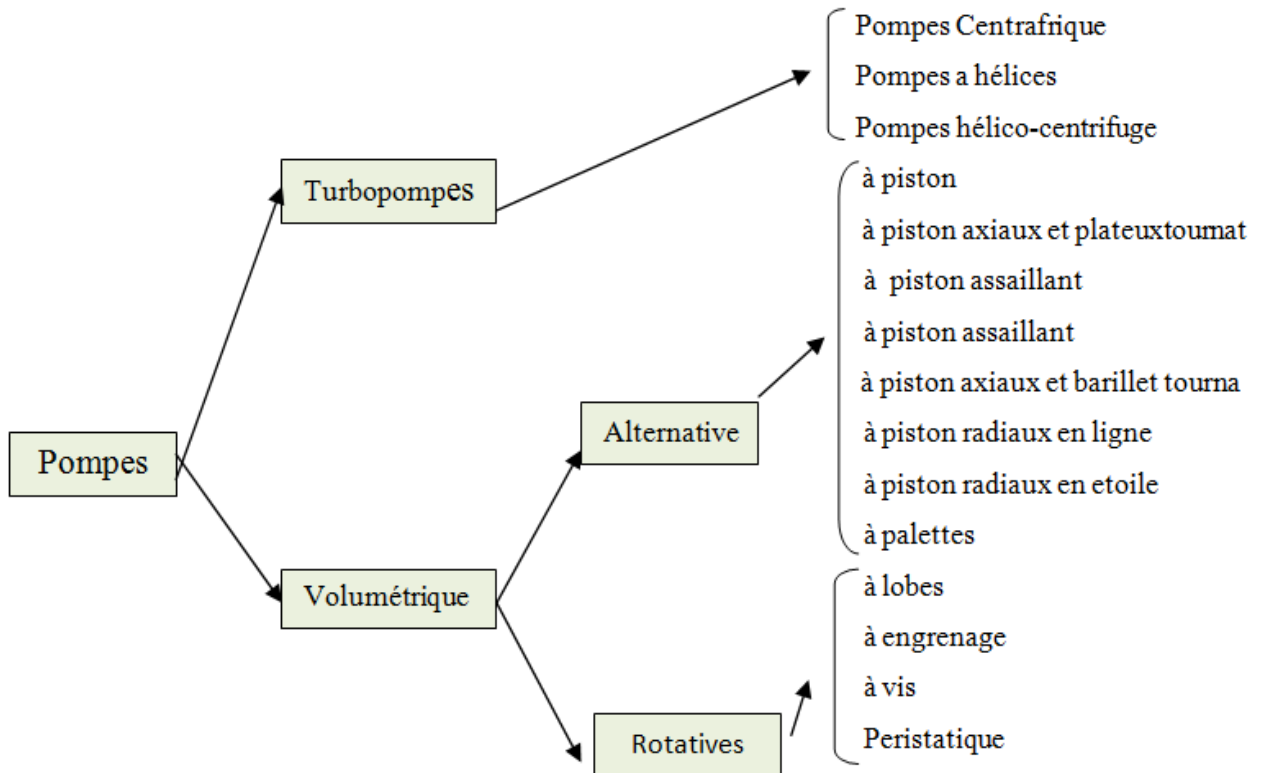


Figure III.24 : Schéma descriptif de classement des pompes hydraulique [16]

C'est un élément (pompe centrifuge) indispensable dans un circuit hydraulique. Elle permet de faire circuler le fluide à travers le circuit hydraulique. En effet, elle aspire en premier le fluide dans un réservoir (bassin d'eau, lac, rivière, puits, etc.) puis, va le transmettre aux autres composants du circuit hydraulique afin de transformer l'énergie mécanique communiquée par le moteur en énergie hydraulique. Du point de vue électrique, la pompe est une machine réceptrice.

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé, cette charge ou l'énergie qui est la somme de trois catégories d'énergie à savoir :

- Énergie cinétique donnée par l'expression mathématique $\left[\frac{v^2}{2g} \right]$;
- Énergie potentiel donnée par le paramètre h ou z ;
- Énergie de pression donnée par l'expression mathématique $\left[\frac{P}{\rho g} \right]$

III.5.2. Hauteurs et caractéristiques d'une pompe centrifuge :**III.5.2.1. Hauteurs d'une pompe centrifuge :**

Une installation hydraulique est caractérisée par les hauteurs géométriques suivantes :

a) Hauteur géométrique d'aspiration H_a

Lorsque la pompe est située au-dessus du plan d'eau, la hauteur géométrique d'aspiration H_a est la distance verticale séparant le niveau d'eau dans le puits de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau et le plan moyen d'entrée dans la première roue.

b) Hauteur géométrique de charge H_c

Lorsque la pompe reçoit l'eau d'un réservoir en charge, la hauteur géométrique de charge est la distance verticale qui sépare le niveau d'eau dans ce réservoir de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau et le plan moyen d'entrée dans la première roue.

c) Hauteur géométrique de refoulement H_r

C'est la distance verticale séparant le niveau dans le réservoir de refoulement de l'axe de la pompe centrifuge ou volumétrique. S'il s'agit d'une pompe verticale, c'est la distance entre ce même niveau d'eau et le plan moyen d'entrée dans la première roue. Lorsqu'on refoule dans un réservoir ferme, il y a lieu d'ajouter la hauteur correspondante à la pression maximale dans ce réservoir.

d) Longueur développée d'aspiration L_a

La longueur développée d'aspiration est la longueur totale de la conduite d'aspiration

e) Longueur développée de refoulement L_r

C'est la longueur totale de la conduite de refoulement.

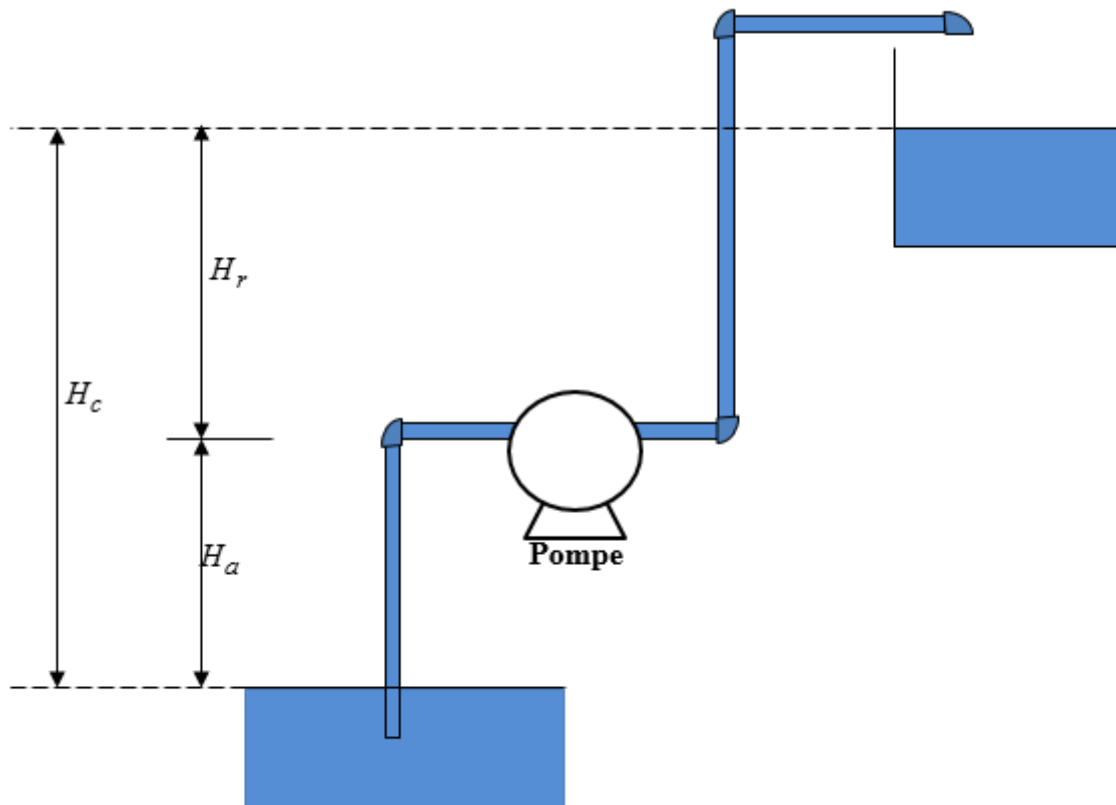


Figure III.25 : Schéma d'une installation comportant une pompe centrifuge et montrant les différentes hauteurs

III.5.2.2. Caractéristiques d'une pompe centrifuge :

La pompe hydraulique est caractérisée par ses paramètres de travail ou caractéristiques :

a) Puissance hydraulique (utile) d'une pompe :

Nous pouvons parler dans ce cas de la puissance hydraulique ou puissance utile. C'est la puissance transmise par la pompe au fluide juste à la sortie de la pompe.

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot \text{HMT} \quad (\text{III.24})$$

La HMT (Hauteur manométrique Totale) représente l'énergie nécessaire que doit transmettre la pompe au fluide pour acheminer le fluide entre deux points 1 et 2, à savoir :

$$\text{HMT} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (\text{III.25})$$

CHAPITRE IV

*Calculs de la PDC dans un
circuit de GPL*

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons traité un cas réel dans une station de service de NAFTAL, qui concerne le circuit de l'installation de la distribution du carburant GPL. Les objectifs de cette étude permettent de connaître les principes de base en hydraulique afin de mieux comprendre, de résoudre les problèmes d'exploitation sur les réseaux de GP, et d'étudier et d'intégrer des projets simples d'extension et de renforcement de réseau.

IV.1.1. Localisation géographique de la station-service NAFTAL

NAFTAL est une des filières de **SONATRACH** qui a été créé en 1981 sous le nom de (**ERDP**) et elle est entrée en activité en 1982. Elle est chargée de raffinage et de la distribution des produits pétroliers. Mais en 1987, l'activité raffinage est séparée de l'activité distribution sous l'appellation(**NAFTEC**).

NAFTAL est désormais chargée uniquement de la commercialisation et de la distribution des produits pétroliers et dérivés. En 1998, elle change de statut et devient société par action filiale à 100% de **SONATRACH**.

La station-service NAFTAL (Fig. IV.1), qui a été étudiée du côté est de l'état de Tiaret, est située à côté de la route nationale N° 14. Elle a été installée sur une superficie de sept cent quatre-vingt-dix (790 m²). Cette station est une station qui approvisionne les véhicules en carburant et en lubrifiants, généralement à partir de divers produits pétroliers.

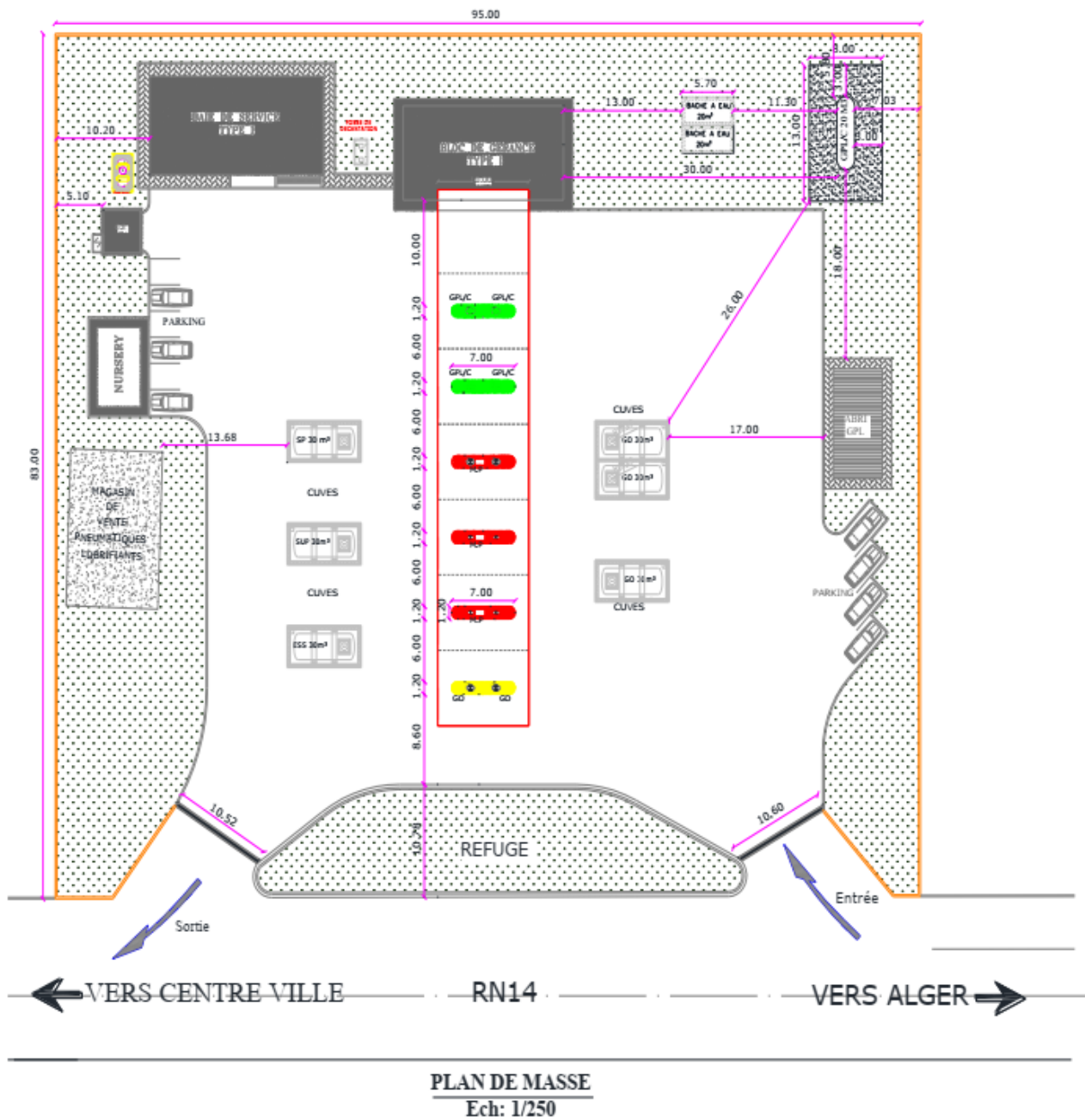


Figure IV.1 : Localisation de la station-service NAFTAL

IV.2. Mise en situation

Le système, placé dans une station-service, permet la distribution de carburant GPL (Gaz de Pétrole Liquéfié) stocké dans une cuve vers le réservoir des véhicules automobiles. Il calcule et affiche le prix à payer en fonction du volume de carburant GPL délivré.

IV.2.1. Description du système

Lors de la distribution, le GPL contenu dans la cuve de stockage est misé en mouvement par une électropompe (moteur + pompe). Une électrovanne autorise le passage vers un dégazeur dont le rôle

est de séparer les bulles de gaz et le GPL (celles-ci apparaissent lors de la circulation du GPL dans les canalisations). Les bulles de gaz ainsi séparées retournent dans la cuve de stockage. Le GPL passe alors dans le mesureur volumétrique puis dans le flexible pour atteindre le pistolet.

Pendant la distribution, le générateur d'impulsions envoie vers une carte électronique, un nombre d'impulsions qui est fonction du volume de GPL traversant le mesureur volumétrique.

Cette carte compte les impulsions pour calculer le volume délivré et le prix à payer. Ces informations sont transférées vers les afficheurs de la console.

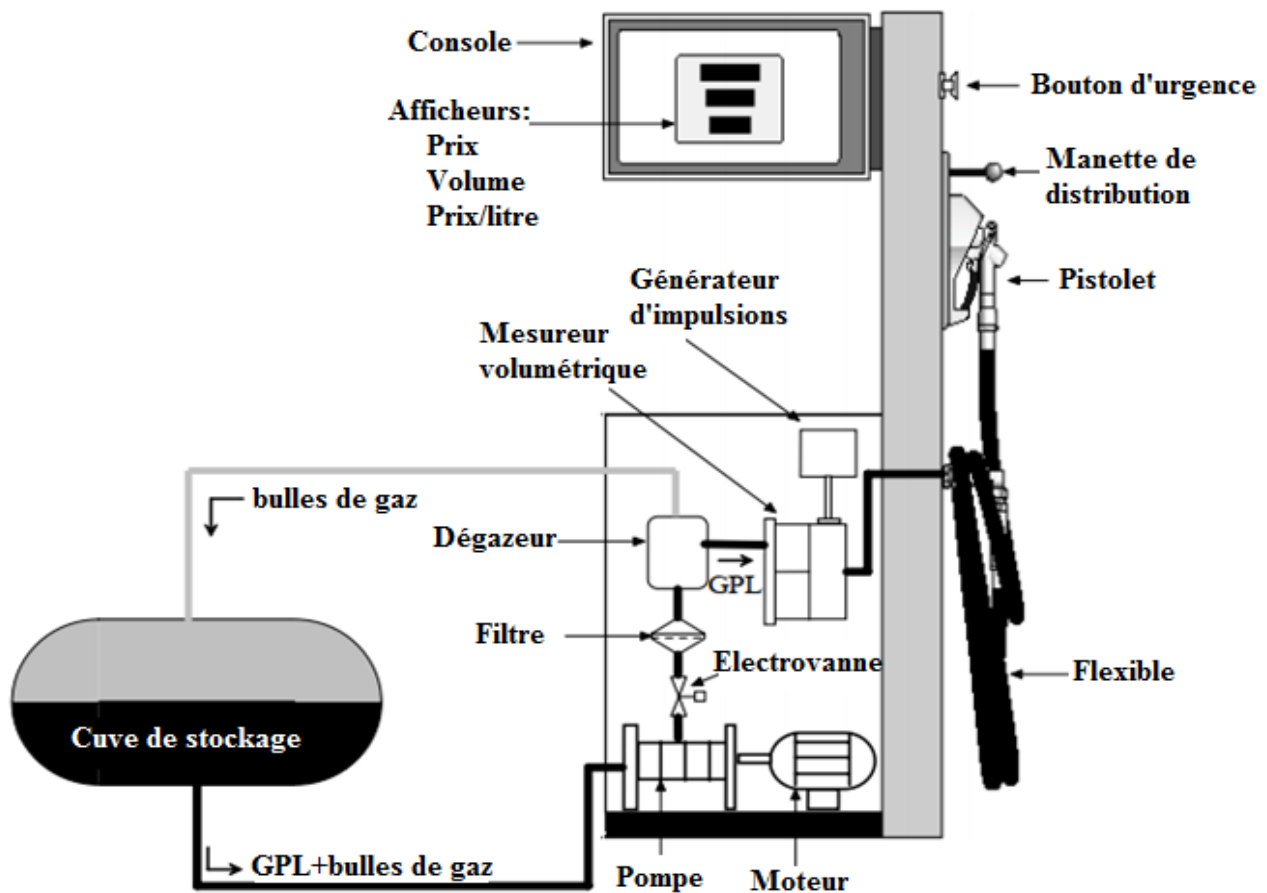


Figure IV.2 : Distributeur de carburant GPL dans une station-service

IV.3. Le problème considéré

Figure IV.3 représente le schéma d'un circuit hydraulique de la station de la distribution de carburant GPL. Le circuit hydraulique de la station contient :

- Une cuve de stockage relié avec une pompe pour renforcer l'écoulement dans l'installation,
- L'alimentation des deux distributeurs de GPL commandé par des robinets à boisseau sphériques,
- Les coudes utilisés dans l'installation sont des coudes arrondis 90° de même rayon,
- La longueur du tube entre la pompe et la jonction T égale à $L_1 = 4.2$ m.

- La longueur du tube entre la jonction T et le robinet à boisseau (Détail D **figure IV.3**) égale 0,2m et entre le robinet et le coude 0,4 m ($L_2 = 0,6$ m).
- La profondeur des tubes par rapport au sol égale à $L_3 = 1.5$ m,
- Les longueurs des conduites sous-sol sont : $L_4 = 12.2$ m ; $L_5 = 42$ m et $L_6 = 7$ m.

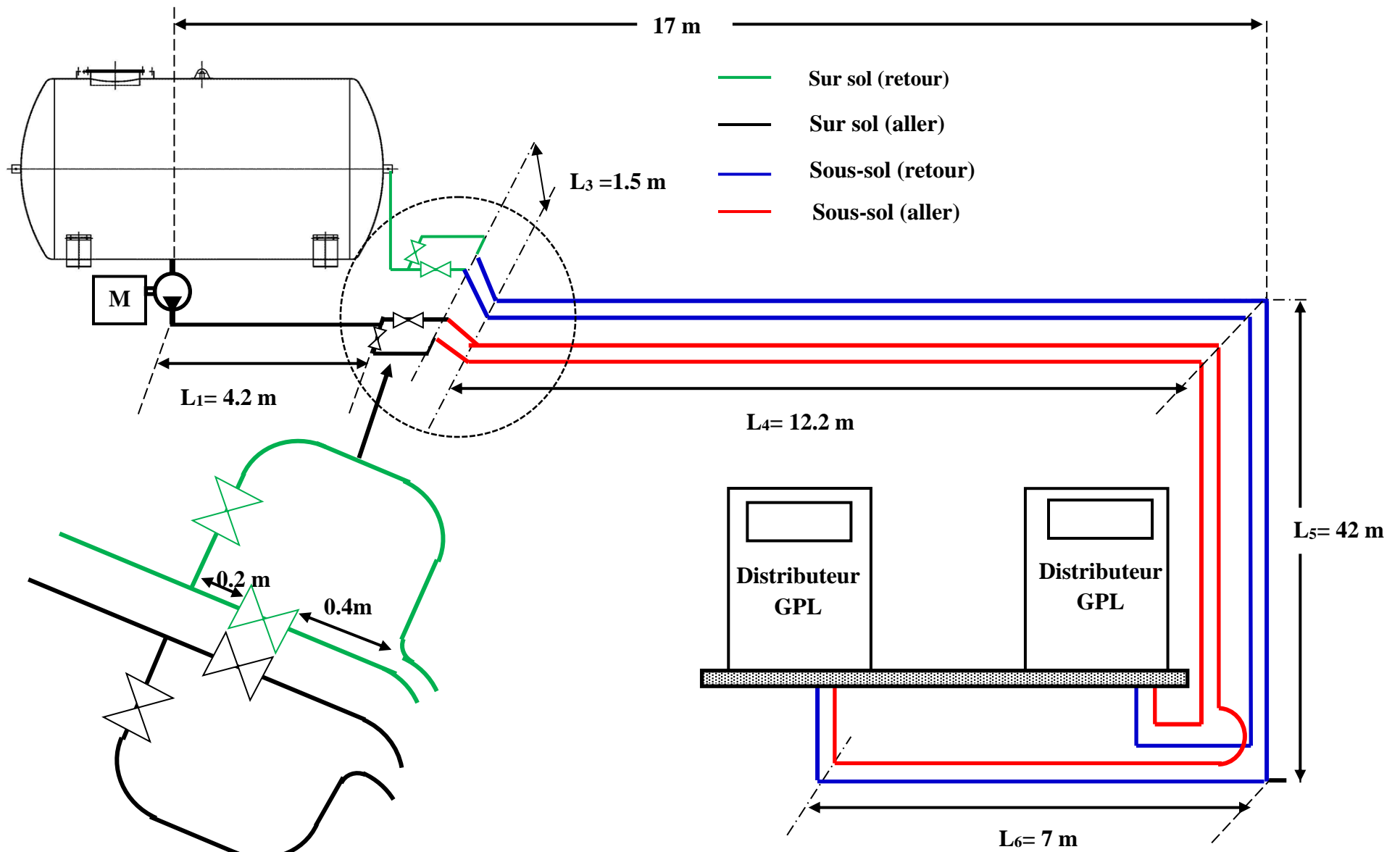
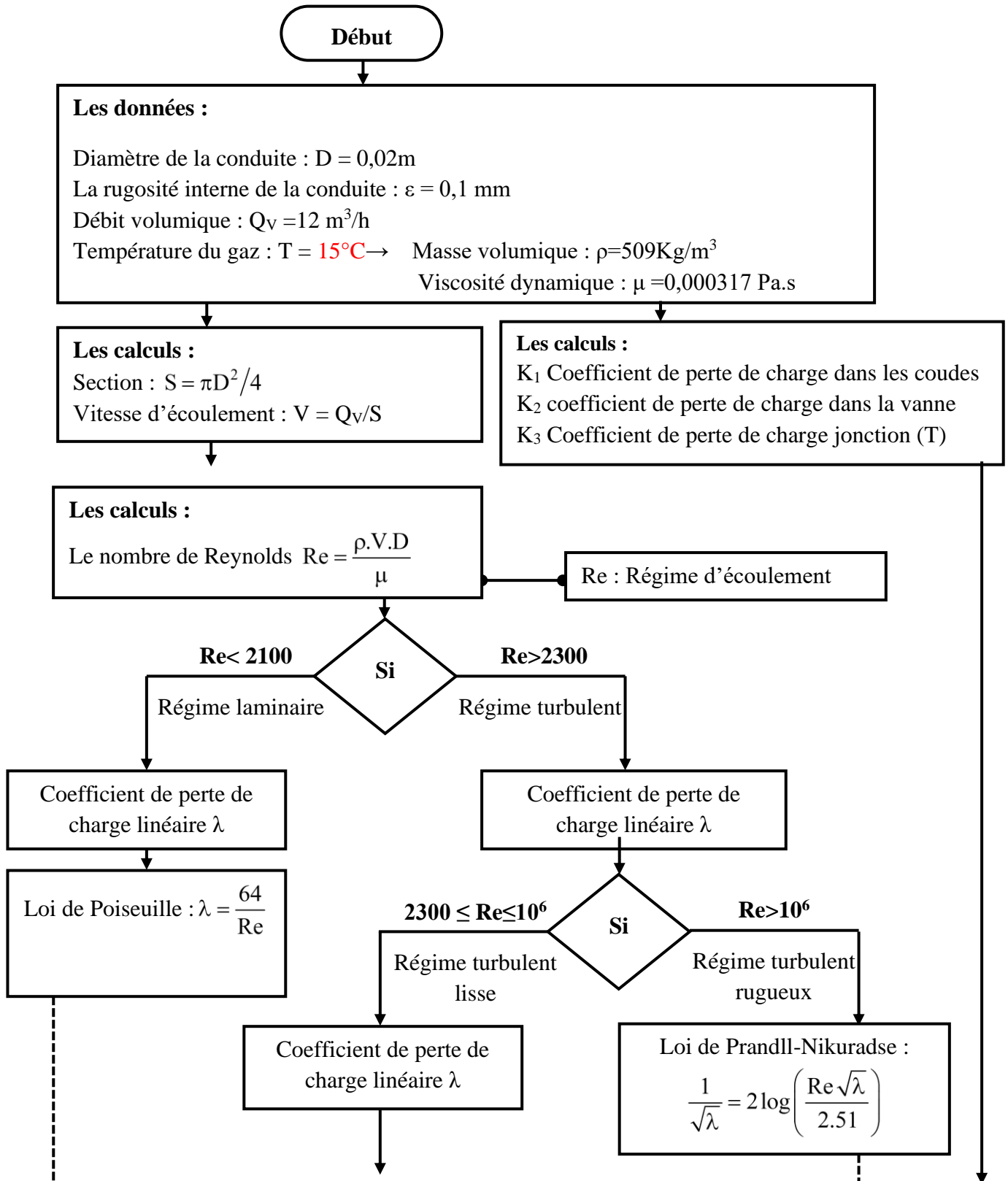


Figure IV.3 : Schématisation d'un circuit hydraulique de la station de la distribution de carburant GPL

IV.4. Calcul de la perte de charge (PDC)

IV.4.1. Utilisation d'un programme

Pour le calcul de la perte de charge linéaire et singulière dans le circuit, nous avons écrit un programme en langage fortran dont l'organigramme et le programme sont donnés respectivement par les figures 4.4 et 4.5.



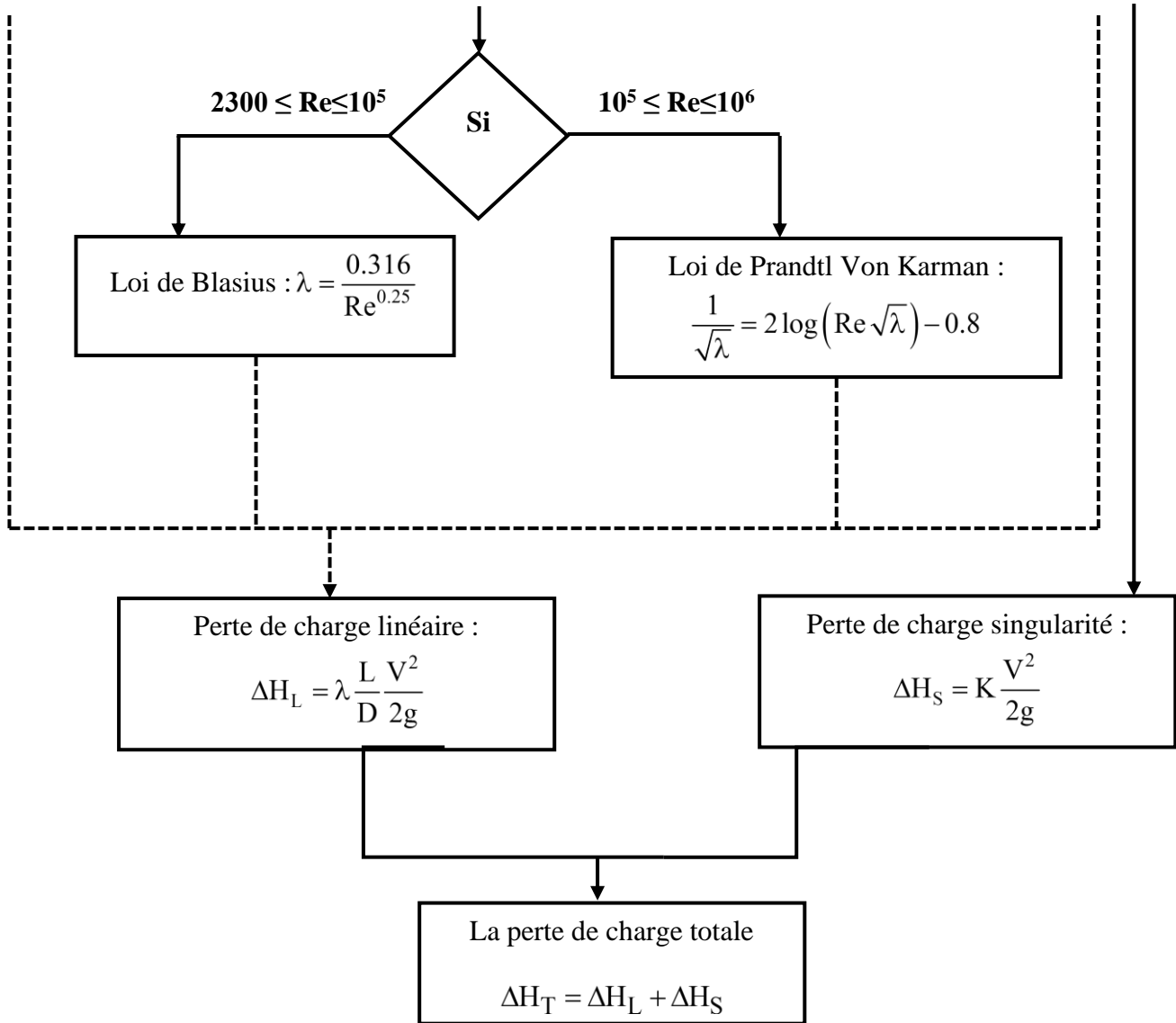


Figure IV.4 : Organigramme pour calculé la perte de charge totale

IV.4.1.1. Programme Fortran

```

ProgramPerte de charge
real Q,QV, D,S,V,rho,mu,lamda,epsilon,DHL,DHS,DHT,P ,Re
real x,y,c,x1,y1,c1,L1,L2,L3,L4,L,L5,L6,K,K1,K2,K3,i,R
open(12,file='D:\PERTE DE CHARGE\les donnees.dat')
open(10,file='D:\PERTE DE CHARGE\les resultats.txt')
Pi=3.14159265
Q=12
D =0.02
rho=509
mu=0.000317
epsilon=0.0001
  
```

```

g=9.81
L1=4.2
L2=0.6
L3=1.5
L4=12.2
L5=42
L6=7
L=L1+L2+L3+L4+L5+L6
R=0.06
K1= 5*((0.131)+(1.847*((D/(2*R))**3.5)))*(90/90)
K2= 0.24
K3= 1
write(12,*)'Le debit volumique Q [m3/h]',Q
write(12,*)'Le diametre D [m]',D
write(12,*)'la longueur totale L [m]',L
write(12,*)'la rugosite epsilon [m]',epsilon
write(12,*)'Coefficient de la perte de charge dans les coudes K1',K1
write(12,*)'Coefficient de la perte de charge dans la vanne K2',K2
write(12,*)'Coefficient de la perte de charge dans la jonction T K3',K3
S= (Pi*(D**2))/4
write(10,*)'La section S [m2]='',S
QV=Q/3600
V=QV/S
write(10,*)'La Vitesse V [m/s]='',V
Re=(rho*V*D)/mu
write(10,*)'Le nombre de Reynolds Re ='',Re
    if (Re<2100) then!Loi de Poiseuille
        lamda=64/Re
        write(10,*)'le coefficient de perte de charge lamda ='',lamda
    elseif (Re<100000) then ! Loi de Blasius
        lamda=0.316/(Re**0.25)
        write(10,*) 'le coefficient de perte de charge lamda ='',lamda

    else if(Re<1000000) then ! Loi de Prandtl Von Karman
do i=0.008,0.1,0.00001
x=1/(i**0.5)
        y=2*log10(1.0*(Re)*(i**0.5))-0.8
        c=abs(y-x)

```

```

if (abs(c) <0.001) then
lamda= i
write(10,*)'le coefficient de perte de charge lamda =',i
endif
    enddo
else if(Re>1000000) then !Lois de Prandll-Nikuradse
    do i=0.008,0.1,0.00001
        x1=1/(i**0.5)
        y1=2*log10(1.0*(Re)*(i**0.5)/2.51)
        c1=abs(y1-x1)
        if(abs(c1) <0.001) then
            lamda=i
        write(10,*)'le coefficient de perte de charge lamda =',i
        endif
    enddo
endif
DHL=lamda*(L/D)*((V**2)/(2*g))
write(10,*)'la perte de charge lineaire DHL [m]=' ,DHL
K=K1+K2+K3
DHS=K*((V**2)/(2*g))
write(10,*)'la perte de charge lineaire DHS [m]=' ,DHS
DHT=DHL+DHS
write(10,*)'la perte de charge totale DHT [m]=' ,DHT
Ph=rho*g*QV*DHT
write(10,*)'la puissance hydraulique [W]=' ,Ph
end

```

Les résultats

```

La section S [m2]= 3.141593E-04
La Vitesse V [m/s]= 10.610330
Le nombre de Reynolds Re = 340735.500000
le coefficient de perte de charge lamda = 1.411976E-02
la perte de charge lineaire DHL [m]= 273.438700
la perte de charge lineaire DHS [m]= 10.973620
la perte de charge totale DHT [m]= 284.412300
la puissance hydraulique [W]= 4733.844000

```

Figure IV.5 : Programme Fortran

IV.4.2. Calcul manuel

En plus du programme de calcul de la perte de charge totale du circuit, nous avons procédé à un calcul manuel de cette perte de charge totale.

IV.4.2.1. PDC Linéaire ΔH_L

Pour déterminer la vitesse d'écoulement en utiliser l'équation conservation de masse (continuité) :

$$Q_v = V * S \Rightarrow V = \frac{Q_v}{S}$$

$$\text{Donc } v = \frac{4Q_v}{\pi D^2}$$

Application numérique

Les données $D = 0,02\text{m}$; $Q_v = 12 \text{ m}^3/\text{h}$

$$Q_v = \frac{12}{3600} = 0,00333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = \frac{4 * 0,00333}{\pi (0,02)^2} = 10,61 \text{ m/s}$$

Le coefficient de la perte de charge linéaire λ dépend du régime d'écoulement et la rugosité relative de la canalisation $\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right)$.

Le régime d'écoulement présenté par le nombre de Reynolds Re :

$$\text{Re} = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

Avec : ρ : la masse volumique

μ : la viscosité dynamique

D : le diamètre de la conduite

V : la vitesse de l'écoulement

Application numérique

Les données $D = 0,02\text{m}$; $V = 10,61 \text{ m/s}$; $\rho = 509 \text{ Kg/m}^3$; $\mu = 0.000317 \text{ kg/m.s}$

$$\text{Re} = \frac{509 * 10,61 * 0,02}{0,000317} = 340735,50$$

D'après le nombre de Reynolds Re , la nature de l'écoulement est turbulente lisse

Le nombre de Reynolds est compris entre 10^5 et 10^6 , on utilise la formule suivante (Prandtl, Von-karman) pour déterminer la valeur du coefficient de la perte de charge linéaire λ

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8$$

Par itération, la valeur de λ calculer égale à $0,01412$ avec un écart de tolérance de $9,61.10^{-4}$

$$\frac{1}{\sqrt{0,01412}} - 2 \log(340735,50 * \sqrt{0,01412}) + 0,8 = 9,61.10^{-4}$$

La longueur totale de l'installation $L = 67.50$ m donc la perte de charge linéaire ΔH_L égale à :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Application numérique

Les données $D = 0,02$ m ; $L = 67,50$ m ; $V = 10,61$ m/s ; $g = 9,81$ m/s²

$$\Delta H_L = 0,01412 * \frac{67,50}{0,02} * \frac{10,61^2}{2 * 9,81} = 273,44 \text{m}$$

IV.4.2.2. PDC Singulière ΔH_s

Pour déterminer le coefficient de perte de charge singulière, doit être sommé tous les coefficients de la singularité

Pour calculer le coefficient K_1 du coude arrondi 90° , doit être utilisé l'expression suivant :

$$K_1 = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2.R_c} \right)^{7/2} \right] \frac{\delta}{90}$$

Application numérique

Les données $D = 0,02$ m ; $R_c = 0,06$ m ; $\delta = 90^\circ$

$$K_1 = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{0,02}{2 * 0,06} \right)^{7/2} \right] \frac{90}{90} = 0,1345$$

Pour le robinet à boisseau $K_2 = 0,24$ et concernant la singularité de la jonction T, le coefficient $K_3 = 1$

Donc la perte de charge singulière ΔH_s égale à :

$$\Delta H_s = (5K_1 + K_2 + K_3) \frac{V^2}{2g}$$

Application numérique

Les données $V = 10,614$ m/s ; $g = 9,81$ m/s² ; $K_1 = 0,13448$; $K_2 = 0,24$ et $K_3 = 1$

$$\Delta H_s = (5 * 0,1345 + 0,24 + 1) \frac{10,614^2}{2 * 9,81} = 10,97 \text{ m}$$

IV.4.2.3. PDC Totale ΔH_T

La perte de charge totale $\Delta H_T = \Delta H_L + \Delta H_S$

$$\Delta H_T = 273,44 + 10,97 = 284,41 \text{ m}$$

IV.4.2.4. La puissance hydraulique

La puissance correspondant à la perte de charge totale :

$$P_h = \rho * g * Q_v * \Delta H = 509 * 9,81 * 0,00333 * 284,41 = 4733,81 \text{ W}$$

Le tableau qui suit donne une comparaison entre les résultats obtenus à l'aide du programme et ceux obtenus par un calcul manuel.

La perte de charge	Organigramme	Manuel
La perte de charge linéaire (m)	273,438700	273,44
la perte de charge singularité (m)	10,973620	10,97
La perte de charge totale (m)	284.412300	284,41

Tableau IV.1 : Comparaison entre les résultats obtenus par le calcul manuel et ceux programmé par Fortran

Conclusion
Générale

CONCLUSION GÉNÉRALE

A travers le travail présenté dans ce mémoire, nous avons déterminé la perte de charge du circuit de l'installation de la distribution du carburant GPL d'une station de service de NAFTAL.

Ce travail est divisé en quatre chapitres : dans le premier chapitre, une généralité sur le GPL est exposée. Le deuxième chapitre est consacré à un rappel sur les propriétés des fluides et les équations de basse. Le troisième chapitre traite des pertes de charge linéaires et singulières, quant au quatrième chapitre, il expose les résultats obtenus et leurs commentaires.

Les résultats ont montré que, les calculs manuels et ceux exécutés à l'aide du programme Fortran, sont les mêmes.

La perte de charge augmente avec l'augmentation du débit. Par conséquent, il faut adopter une pompe qui a une puissance de valeur supérieure à celle de la perte de charge du circuit.

A partir de la valeur de perte de charge du circuit, nous avons vérifié que le type de pompe à choisir appartient bien aux catalogues *Direct Industrie* ;

Site « <https://www.directindustry.fr/prod/flowserve-sihi-pumps/product-17731-535242.html> ».

En fin, nous espérons que ce travail sera d'une aide appréciable à ceux qui veulent poursuivre dans cet axe.

Liste de références

- [1] MAZOUZI Djamila et HADJI Zineb, 'Etude et vérification des paramètres de fonctionnement dedépropaniseur au niveau de l'unité Gas plant - Raffinerie d'ADRAR', mémoire de Master en génie chimique, Université Africaine Ahmed DRAYA ADRAR (2018/2019), page 22-29
- [2] ABDELDJALIL Anissa Ikram et DJELTI Mohammed, ' Optimisation de la distribution des bouteilles en gaz butane (B13) Cas de l'entrepriseNaftalGPL Tlemcen', Mémoire de Master en Génie-industriel, Université Abou BakrBelkaid – Tlemcen (2015/2016), page 04-07
- [3] MOUNI nasserdine, ' Simulation et optimisation des paramètres technologiques de l'unité de fractionnement des GPL à HaoudBerkaoui', Mémoire magister en génie chimique, Université MhamedBougara BOUMERDES (2012/2013), Page 06-08
- [4] HOCINI nour el houda, ' étude d'un système devaporisation du GPL au niveau de l'unité GPL-2/ CIS-HMD', mémoire de master en génie mécanique ,universitebadjimokhtar-annaba (2017/2018), page11,12
- [5] REDJIL Djamel, ZEMALI Ahmed laid et BENMOUSSA Abdallah, ' Etude et redimensionnement de ballon de séparation bi-phasique dans l'unité GPL à centre ZCINA-Hassi Messaoud', mémoire de master en raffinage et pétrochimie, Université EchahidHamma Lakhdar. El Oued (2016/2017), page 12-13
- [6] Kaabouche, Boumedien, 'Description de la section de stockage de l'unité GPL-1HASSI MESSAOUD', Novembre 2017
- [7] BOUIDIA Mustapha Ibrahim et BESSELMA Latifa, 'étude d'installation d'une nouvelle ligne pour la récupération des gaz torches des ballons x-v-0012 de la section bog du complexe GP1/Z', mémoire master en génie des procédés, Université Abdelhamid Ibn Badis Mostaganem (2018/2019), page 11-14
- [8] SakirAmiroudine et Jean-Luc Battaglia, ' Mécanique des fluide', Edition DUNOD, Paris, 2011
- [9] LE SITE DES FLUIDES NON-NEWTONIENS (<https://fluidenewtonien.jimdofree.com/>)
- [10] Riadh Ben Hamouda, ' Notions de mécanique des fluides', Centre de Publication Universitaire, Tunis, (2008).
- [11] L. LEVIN, 'DIFFICULTES DU CALCUL DES PERTES DE CHARGE LINEAIRES DANS LES CONDUITES FORCEES', LA HOUILLE BLANCHE/N° 1-1966
- [12] Sébastien Candel, ' Mécanique des fluides (cours)', Edition DUNOD, Paris, (1995).
- [13] José Vazquez Hydraulique générale, formation CES/MASTERE Eau potable et assainissement, Laboratoire Systèmes Hydrauliques Urbains, 2010.

- [14] Pierre F. Lemieux, Ecoulement en charge, formule et données de base, Université de Sherbrooke.
- [15] Yann Marchesse Mécanique des fluides, ECAM LYON.
- [16] Adrien Mwape Tondo. Étude comparative d'un montage série et parallèle de deux pompe hydraulique. UNIVERSITE DE LUBUMBASHI.2017.

RESUME

Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les molécules de fluide en écoulement, dont les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques. Il existe deux types de perte de charge : linéaires dues à l'écoulement le long des conduites, et singulières qui dépendent de la forme et des dimensions de la singularités (coude arrondi, coude vif, vanne, ...).

Notre étude consiste à calculer la perte de charge totale (singulières et linéaires) dans un circuit ouvert « Installation type SIRGHAZ-Naftal » de Tiaret. Cette perte de charge, permet par la suite de choisir la pompe adéquate à cette installation.

La détermination de la perte de charge totale, a été déterminé à l'aide d'un calcul manuel et d'un programme informatique écrit en langage fortran. Les résultats obtenus ont montré que les deux méthodes de calcul de la perte de charge sont identiques

Mots clés :

Perte de charge linéaire, perte de charge singulière, nombre de Reynolds, diagramme de Moody.

المخلص

انخفاض الضغط هو قطرات ضغط بسبب المقاومة التي تواجهها جزيئات السائل المتدفق ، والتي تسبب إجراءات القص في الواقع فقدان الطاقة. هناك نوعان من انخفاض الضغط: خطي بسبب التدفق على طول الأنابيب ، والمفرد الذي يعتمد على شكل وأبعاد التفردات (كوع مستدير ، كوع حاد ، صمام ، إلخ).

تتمثل دراستنا في حساب انخفاض الضغط الكلي (المفرد والخطي) في دائرة مفتوحة "نوع التركيب SIRGHAZ-Naftal لتيارات. هذا الانخفاض في الضغط يجعل من الممكن اختيار المضخة المناسبة لهذا التثبيت.

تم تحديد انخفاض الضغط الكلي باستخدام حساب يدوي وبرنامج كمبيوتر مكتوب بلغة FORTRAN. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن طريقتين لحساب انخفاض الضغط متطابقة.

الكلمات المفتاحية :

انخفاض الضغط الخطي ، انخفاض الضغط المفرد ، رقم رينولدز ، مخطط مودي.

ABSTRACT

Pressure losses are pressure drops due to the resistance encountered by the molecules of flowing fluid, the shearing actions of which in fact cause energy losses. There are two types of pressure drop: linear due to the flow along the pipes, and singular which depend on the shape and dimensions of the singularities (rounded elbow, sharp elbow, valve, etc.).

Our study consists in calculating the total pressure drop (singular and linear) in an open circuit "Installation type SIRGHAZ-Naftal" of Tiaret. This pressure drop then makes it possible to choose the appropriate pump for this installation.

The determination of the total pressure drop was determined using a manual calculation and a computer program written in the FORTRAN language. The results obtained showed that the two methods of calculating the pressure drop are identical.

Keywords:

Linear pressure drop, singular pressure drop, Reynolds number, Moody diagram.