

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
Ecole Nationale Polytechnique

**Ecole Nationale Polytechnique
Département de Génie Mécanique**

Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme

d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème

**Modélisation et dimensionnement des Aero-réfrigérants
dans les stations de compression
Application sur le gazoduc GZ3 reliant Hassi R'mel à Arzew**

Présenté par :

OUTIS Hicham Amine

Proposé et dirigé par :

Dr. LARBI Salah

(E.N.P.)

M. TERR Nabil

(TRC-SONATRACH)

Promotion : Juin 2007

ملخص

الهدف من هذه المذكرة الدراسية هو دراسة بواسطة الدراسة " الهيدرو حرارية " مع مختلف مظاهر التشغيل، أن درجات حرارة الحرارية ، و الغاز الطبيعي عند صده من محطات اضطهاد الغاز للانبوب GZ3 جد عالية ، و استخراج نتيجة حول الحكمة بالتالي ، عرض اقتراحات لحل هذه المسألة. كذلك درس موقع اقام المبردات ، حساب المميزات للغاز الطبيعي خلال نقله عبر الأنبوب (درجات الحرارة عند الاجتداب ، عند الصد ، ضغط الاجتداب ، الضغط المتوسط ... الخ).

كلمات مفتاحية : الأنبوب GZ3 ، دراسة " هيدرو حرارية " ، مبرد هوائي ، النقل بواسطة الأنابيب ، محطات اضطهاد الغاز الطبيعي ، نوعية غاز حاسي رمل ، ضياع حمولة.

RESUME

Le travail présenté dans le mémoire consiste à confirmer par un calcul hydro thermique, avec différentes configurations de marche, que les températures au refoulement des stations de compression de gaz naturel du gazoduc GZ3 sont excessives et d'en tirer les conséquences immédiates sur son régime thermique. Proposer des solutions envisageables pour résoudre ce problème, et d'optimiser l'emplacement des réfrigérants à installer. Le calcul des propriétés du gaz naturel durant son transport (autres que la température d'aspiration, température de refoulement, pression d'aspiration, pression moyenne, pression de compression).

Mots clés : Gazoduc GZ3, Etude Hydro thermique, Aero-réfrigérant, le transport par canalisations, stations de compression, qualité du gaz de Hassi R'mel, pertes de charges.

Abstract

The thesis' objective consists in proving through a hydro thermal study, with different configurations of work, that the represson temperatures of the pipe's GZ3 compression stations of natural gas are excessive, to dry consequences about thermal scheme, and suggest solutions to resolve this problem, then provide the place where the air cooled heat exchangers will be installed, we calculate the natural gases' properties during its transport (Aspiration temperature, pushing back temperature, aspiration pressure, average pressure, compression pressure...etc)

Key words: Pipe-line GZ3, Hydro thermal study, Air cooled heat exchanger, transport by piping, compression station, quality of Hassi R'mel's gas, charges loss.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents qui ont tant fait pour moi,

A mes deux sœurs : Ryma et Salima ainsi qu'à ma petite nièce : Lilly,

A mon beau-frère : Malik,

A Monsieur LARBI, mon promoteur, pour son aide,

A Monsieur BENBRAIKA pour son écoute et sa gentillesse,

A Fateh KHRIS, mon binome virtuel,

A Fouad TOUMERT pour son aide et son soutien moral,

A toute l'équipe d'Etudes et Technologies de : TRC-SONATRACH,

A tous mes amis : Salah, Mejd, Imam, Fateh, Hamza, Atmane, Chafik, Tadj, Khalil, Mohamed

Mansour, Yasmine, Amira et tout le groupe.

A toute ma famille,

A tout ce que j'aime.

Hicham Amine

Remerciements

Pour commencer, je tiens à remercier mes encadreurs : **M. LARBI Salah**, Maître de conférences à l'Ecole Nationale Polytechnique et **M. TERR Nabil**, Directeur études et technologies à TRC-SONATRACH, pour leur encadrement et leurs finalités scientifiques et humaines.

Mes remerciements vont également à toutes les personnes qui m'ont aidés de loin ou de près à la réalisation de ce modeste travail :

M. MAZARI-BOUFARES Mohamed, Directeur Général, Administrateur Délégué TRANSMED à Milan,

M. LOUNI Kamel, Directeur Exploitation, TRC-SONATRACH,

M. BOUTER Kamel, sous Directeur Etudes et Technologies, TRC-SONATRACH.

Je remercie également **M. BROURI Karim**, mon binôme virtuel ainsi que sa très chère mère, **Mme. BROURI** pour son aide.

Tout au long de mon séjour au Centre National Dispatching Gaz de Hassi R'mel, de mes travaux au sein de TRC-SONATRACH, je tiens à remercier en particulier :

M. HENNI Azzedine, Directeur Exploitation Gaz, RTH,

M. ZIANI Mohamed, Chef terminal de départ : CNDG, pour sa prise en charge,

M. ABDELAZIZ Abdelkader, Ingénieur au GR1/2, pour son soutien moral, ses conseils, son accueil et sa gentillesse.

M^{elle} LAAZAZI Khaoula, Ingénieur d'études à TRC-SONATRACH, pour sa disponibilité et ses conseils.

Je tiens à remercier tout le corps enseignant du département de Génie Mécanique, en particulier :

M. BENBRAIKA Mohamed, pour son écoute et sa gentillesse,

Merci aux membres du jury, **M. BOUMEDDANE Boussad**, **M. BENKOUSSASS Bouzid** ainsi que **M. BOUBAKEUR**, d'avoir pris le temps et le soin de lire ce rapport,

Ainsi que tout le personnel de la bibliothèque de l'Ecole Nationale Polytechnique, en particulier : « **Ammi Salah** ».

Sommaire

Nomenclature.....	1
Introduction générale.....	3
Chapitre 1 Transport du Gaz Naturel.....	5
1.1 Introduction.....	5
1.2 Les différents moyens de transport du gaz naturel.....	5
1.3 Présentation de l'activité de transport par canalisation (TRC).....	7
1.3.1 Historique.....	8
1.3.2 Missions de la TRC.....	9
1.3.3 Caractéristique du transport par canalisation.....	9
1.4 Description du système de transport par canalisation.....	11
Chapitre 2 Description de l'ouvrage.....	13
2.1 Profil de la ligne GZ3.....	13
2.2 Terminal de départ.....	14
2.3 Terminal d'arrivée.....	14
2.4 Postes de purge.....	14
2.5 Poste de coupure	15
2.6 Station de compression.....	15
2.7 Propriétés climatiques et géographiques de la ligne.....	17
Chapitre 3 Charges et pertes de charges.....	18
3.1 Longueur d'entrée d'un régime d'écoulement.....	18
3.2 Le nombre de Reynolds.....	18
3.3 Perte de charge dans les pipes linéaires et non-linéaires.....	20
3.3.1 Perte de charge dans les conduites linéaires.....	20
3.3.1.1 Evaluation du coefficient de perte de charge.....	22
3.3.1.2 Rugosité.....	22
3.3.1.3 Pertes de charge dans les conduites longues.....	23

a. Ecoulements laminaires.....	23
b. Écoulements turbulents dans les conduites hydrauliquement lisses.....	24
c. Ecoulements turbulents dans les conduites rugueuses.....	25
d. Ensemble des écoulements turbulents.....	25
3.3.2 Pertes de charge dans les conduites non linéaires.....	26
3.3.2.1 Conduites de section non circulaire.....	26
3.3.2.2 Conduites circulaires courbes.....	27
3.3.2.3 Pertes de charge singulières.....	28
3.3.2.4 Pertes de charge dans les conduites de répartition.....	29
3.3.2.5 Réseaux maillés.....	30
3.4 Calcul de la perte de charge du cas d'étude.....	31

Chapitre 4 Etude Hydro thermique.....36

4.1 Propriétés chimiques du gaz de Hassi R'mel.....	36
4.2 Propriétés physiques du gaz de Hassi R'mel.....	36
4.3 Température d'aspiration.....	37
4.4 Température moyenne.....	39
4.5 Température de refoulement.....	41
4.6 Pression d'aspiration.....	41
4.7 Pression moyenne.....	43
4.8 Puissance de compression.....	44
4.8.1 Puissance absorbée.....	44
4.8.2 Puissance disponible.....	45
4.9 Exemple du calcul Hydro thermique.....	47

Chapitre 5 Optimisation du lieu d'emplacement des refroidisseurs

Régime thermique de la ligne avec refroidissement à 60°C56

5.1 Influence des zones traversées par le gazoduc sur le revêtement.....	56
5.2 La température au refoulement des stations.....	56
5.2.1 Choix de la température de refroidissement.....	56
5.2.2 Variation de la température à la sortie des stations	57

5.3 Refroidissement à 60°C avec un débit de 2.100.000 sm ³ /h.....	57
5.4 Régime thermique de la ligne avec refroidissement.....	59
5.4.1 Gain en puissance.....	59
5.4.2 Gain en débit.....	63
Chapitre 6 Critère de choix de réfrigérants.....	67
6.1 Principe des échangeurs.....	67
6.2 Critère de choix des réfrigérants.....	67
6.2.1 Les réfrigérants à eau.....	67
6.2.2 Les réfrigérants secs (Les aero-réfrigérants)	68
6.3 Mode de tirage.....	69
6.4 Système des aero-réfrigérants	71
6.4.1 Rôle et fonctionnement.....	71
6.4.2 Description de l'installation.....	72
6.5 Principaux éléments constitutifs des aero-réfrigérants	72
6.5.1 Le faisceau de tubes à ailettes	72
6.5.2 Groupe de ventilation.....	74
Chapitre 7 Dimensionnement des Aero-réfrigérants.....	80
7.1 Hypothèses.....	80
7.2 Description de la méthode.....	80
7.3 Application numérique.....	87
7.3.1 Détermination de la chaleur échangée coté gaz.....	87
7.3.2 Détermination du nombre de rangées.....	87
7.3.3 Détermination de la vitesse faciale, <i>Ratio 1</i> et <i>Ratio 2</i>	87
7.3.4 Détermination de la surface faciale.....	88
7.3.5 Détermination des caractéristiques de construction.....	89
7.3.6 Puissance absorbée des ventilateurs.....	90
7.3.7 Débit d'air ventilé.....	90
Conclusion générale.....	92
Références bibliographiques.....	93
Annexes.....	95

Sommaire des tableaux

Tableau 1.1 : <i>Les investissements pour le transport du gaz naturel</i>	6
Tableau 1.2 : <i>L'évolution du commerce international du gaz naturel avec les quantités annuellement transportées par gazoducs et sous forme de GNL</i>	7
Tableau 1.3 : <i>Caractéristique du réseau Transport par Canalisations</i>	10
Tableau 2.1 : <i>Dimensions du gazoduc GZ3</i>	13
Tableau 2.2 : <i>Différents diamètres de la ligne</i>	13
Tableau 2.3 : <i>Les points kilométriques des différents postes de purge</i>	15
Tableau 2.4 : <i>Points kilométriques des postes de coupure sur le gazoduc GZ3</i>	15
Tableau 2.5 : <i>Disposition des stations de compression sur le gazoduc GZ3</i>	16
Tableau 2.6 : <i>Propriétés climatiques de la ligne GZ3</i>	17
Tableau 3.1 : <i>Rugosité géométrique de parois usuelles</i>	23
Tableau 3.2 : <i>Tableau récapitulatif des pertes de pressions sur le long du gazoduc</i>	35
Tableau 4.1 : <i>Composition chimique du gaz de Hassi R'mel</i>	36
Tableau 4.2 : <i>La viscosité dynamique en fonction de la pression</i>	36
Tableau 4.3 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique conditions été – débit : 2.100.000 sm³/h</i>	49
Tableau 4.4 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique conditions été – débit : 2.000.000 sm³/h</i>	49
Tableau 4.5 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique conditions été – débit : 1.850.000 sm³/h</i>	50
Tableau 4.6 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique conditions été (Par « SADELMI ») débit : 1.985.000 sm³/h</i>	50
Tableau 4.7 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique conditions été (Par « ALEIP ») débit : 1.970.000 sm³/h</i>	51
Tableau 5.1 : <i>Résultats de l'étude Hydro thermique avec refroidissement à 60°C conditions été débit : 2.100.000 sm³/h</i>	62
Tableau 5.2 : <i>Tableau comparatif des puissances absorbées avec et sans refroidisseurs</i>	63
Tableau 6.1 : <i>Surface à ailettes / surface tube nu en fonction du nombre d'ailettes et du nombre de fins</i>	73
Tableau 7.1 : <i>V_f, Ratio 1, Ratio 2 en fonction du nombre de rangées : N_r</i>	81
Tableau 7.2 : <i>Valeurs normalisées de la largeur des cellules</i>	85
Tableau 7.3 : <i>Les diamètres des ventilateurs en fonction du nombre de faisceaux et de la longueur des tubes</i>	86
Tableau 7.4 : <i>Tableau récapitulatif du dimensionnement des aero-refrigérants</i>	91

Sommaire des figures

Figure 1.1 : Les chaînes gazières.....	6
Figure 1.2 : Réseau de transport du gaz naturel en Algérie.....	10
Figure 1.3 : Chaîne de transport par gazoduc.....	11
Figure 2.1 : Station de compression.....	17
Figure 3.1 : Evolution de la perte de charge $\Delta P / L$ par unité de longueur en fonction du débit Q ...	19
Figure 3.2 : Coefficient de perte de charge pour différents régimes d'écoulements.....	25
Figure 3.3 : Abaque pratique pour le calcul des pertes de charge pour les conduites d'eau	26
Figure 3.4 : Définition d'une perte de charge singulière.....	28
Figure 3.5 : Evolution de la perte de charge dans une conduite de répartition AB.....	29
Figure 3.6 : Pertes de charges singulières pour des conduites de section circulaire.....	30
Figure 3.7 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon TD-SC1.....	32
Figure 3.8 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC1-SC2.....	32
Figure 3.9 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC2-SC3.....	33
Figure 3.10 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC3-SC4.....	33
Figure 3.11 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC4-SC5.....	34
Figure 3.12 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC5-TA.....	34
Figure 4.1 : Profil de la température moyenne en fonction de la longueur du tronçon.....	40
Figure 4.2 : Détermination du facteur de compressibilité en fonction des coordonnées Pseudo-critiques P_R et T_R	44
Figure 4.3 : Organigramme du calcul Hydro thermique.....	46
Figure 4.4 : Gradient thermique de l'étude critique.....	52
Figure 4.5 : Gradient thermique du bureau d'étude « ALEIP ».....	53
Figure 4.6 : Gradient thermique du bureau d'étude « SADELMI ».....	54
Figure 5.1 : Gradient thermique avec refroidissement à 60°C.....	65
Figure 5.2 : Puissance de compression en fonction du débit.....	66
Figure 6.1 : Vue d'ensemble d'un aero-réfrigérant.....	68
Figure 6.2 : Modes de tirage d'un aero-réfrigérant.....	70
Figure 6.3 : Tirage forcé/Tirage induit.....	75
Figure 6.4 : Différentes dispositions des ventilateurs	76
Figure 6.5 : Système de distribution d'air entre ventilateur et faisceau	78
Figure 6.6 : Dispositifs spéciaux	79
Figure 7.1 : Détermination du nombre de rangées : N_r	83
Figure 7.2 : Détermination du : Ratio 3.....	84

Nomenclature

- CNDG : Centre National Dispatching Gaz (Terminal de départ de Hassi Rme'l)
- GZ0 : Gazoduc Arzew ligne n°0
- GZ1 : Gazoduc Arzew ligne n°1
- GZ2 : Gazoduc Arzew ligne n°2
- GZ3 : Gazoduc Arzew ligne n°3
- GPDF : Gazoduc Pedro Duran Farell ligne Espagne (via le Maroc)
- GME : Gazoduc Maghreb-Europe Italie (via la Tunisie)
- Cm^3 : Contrat mètre cube, unité des volumes dans les conditions contractuelles de : $T = 15^\circ\text{C}$
Et : $P = 1 \text{ bar}$.
- Sm^3 : Standard mètre cube, unité des volumes dans les conditions standard d'exploitation de :
 $T = 15.56^\circ\text{C}$ et $P = 1 \text{ atm}$
- Re : Nombre de Reynolds
- Z_M : Facteur de compressibilité
- PCS : Pouvoir calorifique supérieur [kcal/m^3]
- PCI : Pouvoir calorifique inférieur [kcal/m^3]
- K : Coefficient global de transmission de chaleur
- C_p : Chaleur spécifique
- M : Masse moléculaire [kg/kmol]
- d : Densité relative du gaz
- E : Coefficient d'écoulement moyen dans le gazoduc
- PMS : Pression moyenne de service [bar]
- Q_v : Débit du gaz [sm^3/h]
- V : Vitesse moyenne de l'écoulement [m/s]
- D : Diamètre de la conduite [cm]
- L : longueur de la conduite [Km]

Lettres grecques

- ν : Viscosité dynamique ($\frac{\mu}{\rho}$) à P et T [m^2/s]
- μ : Viscosité cinématique [kg/m.s]
- λ' : Coefficient de perte de charge

ρ : Masse volumique moyenne par unité de longueur [Kg/m³]

β : Courbure relative [m]

δ_{is} : Epaisseur de l'isolant [mm]

λ_{is} : Conductivité thermique [W.m/K]

λ_{sol} : Conductivité du sol [W.m/K]

σ : Densité fictive

γ : Rapport des chaleurs spécifiques

η_p : Rendement polytropique

η_{ad} : Rendement adiabatique

ε : Rugosité relative de la paroi

Conversions

$$Q \text{ (Nm}^3\text{/h)} = Q \text{ (sm}^3\text{/h)} \cdot (273/288)$$

$$Q \text{ (T/h)} = Q \text{ (Nm}^3\text{/h)} \cdot 10^{-3} \cdot (19.1/22.4)$$

$$Q \text{ (MNm}^3\text{/jour)} = Q \text{ (Nm}^3\text{/h)} \cdot 24 \cdot 10^{-6}$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 1.02 \text{ bars}$$

$$1 \text{ foot} = 304.8 \text{ mm}$$

$$1 \text{ foot} = 12 \text{ inches}$$

$$1 \text{ inch} = 25.4 \text{ mm}$$

Introduction générale

La demande en gaz naturel dans le monde ne cesse d'augmenter, ce qui a pour effet l'agrandissement du réseau d'acheminement de ce produit stratégique.

L'une des caractéristiques fondamentales de l'industrie gazière est, souvent, l'éloignement des zones de production aux zones de traitement ou de consommation. En conséquence, la question de l'optimisation technique occupe une place importante dans le schéma des réseaux gaziers. Nous proposons dans cette étude des modifications susceptibles d'apporter une amélioration dans la conception actuelle du réseau de transport à travers la conception actuelle de l'un des gazoducs GZ reliant Hassi R'mel à Arzew (le GZ3).

Pour cela, nous étudierons l'influence de la température du gaz sur les paramètres d'exploitation du gazoduc (débit, puissance de compression...). Nous démontrerons que l'abaissement de la température à l'entrée d'un tronçon de conduite permet de gagner sur la puissance requise dans la station de compression en aval.

On pourra ainsi soit diminuer le nombre de turbocompresseurs qui équipent les stations de compression, soit augmenter la capacité de transport du gazoduc ou encore économiser le gaz carburant consommé par les turbines.

Ce qui nous amènera à introduire des aéro-réfrigérants qui sont les plus utilisés parmi les échangeurs de chaleur existants dans l'industrie gazière.

En résumé, cette étude est composée de plusieurs parties, on a commencé par une petite introduction, de manière à clarifier le problème, suivi du premier chapitre qui consiste à décrire les différents moyens de transport du gaz naturel.

Le second chapitre porte sur l'ouvrage (description de la ligne GZ3 reliant le sud du pays avec la région nord-ouest).

Le troisième chapitre consiste à faire une étude des pertes de charge dans la conduite ainsi qu'une application via le logiciel **PIPEPHASE** afin de calculer les pertes de pression dans chaque tronçon de la conduite.

Ensuite le quatrième chapitre, étude hydro thermique, dans le but de calculer les différentes températures (aspiration, moyenne, refoulement), pressions (aspiration, moyenne, refoulement), puis tirer des conclusions sur les températures excessives de refoulement de chaque station.

Ensuite, le cinquième chapitre, qui porte sur l'optimisation des lieux d'emplacement des æro-réfrigérants ainsi que des commentaires sur le régime thermique de la ligne

On parlera du critère de choix des aero-réfrigérants dans le sixième chapitre.

Enfin, le chapitre sept, va être consacré au dimensionnement des aero-réfrigérants, ce qui est le but de notre étude.

Ce travail est essentiellement axé sur le gazoduc GZ3 reliant le Centre National Dispatching Gaz (CNDG-Hassi R'mel) à la station de liquéfaction d'Arzew, et cela sous son aspect :

- Mécanique des fluides : Estimation des pertes de charges ;
- Etude Hydro thermique : Calcul des températures et des pressions à l'aspiration et au refoulement de chaque station de compression ;
- Transfert de chaleur : Dimensionnement des Aero-réfrigérants.

Chapitre 1

Transport du gaz naturel

1.1 Introduction

1.2 Les différents moyens de transport du gaz naturel

1.3 Présentation de l'activité de transport par canalisation (TRC)

1.3.1 Historique

1.3.2 Missions de la TRC

1.3.3 Caractéristique du transport par canalisation

1.4 Description du système de transport par canalisation

Chapitre 1

Transport du gaz naturel

1.1 Introduction

L'Algérie, pays dont la surface sédimentaire dépasse les deux millions de kilomètres carrés, présente un potentiel considérable en hydrocarbures, particulièrement gazeux, et ce depuis 1956, l'année de découverte des plus grands gisements de Hassi R'mel et Hassi Messaoud.

L'état algérien a créé le 31 décembre 1963, l'entreprise SONATRACH (Société Nationale de Recherche, de Transport et de commercialisation des hydrocarbures) en nationalisant tout le secteur des hydrocarbures en 1971, sachant que toutes ces richesses étaient exploitées par certaines compagnies étrangères.

Cette entreprise dès lors était devenue l'organe d'accumulation des ressources financières nécessaires au décollage économique, pour arriver actuellement parmi les 10 premiers producteurs et exportateurs du monde, ainsi que le leader en Afrique dans le domaine [3].

1.2 Les différents moyens de transport du gaz naturel

La difficulté relative de transport du gaz naturel représente un frein au développement de son commerce international. Le gaz naturel est transporté soit par gazoduc sous forme de gaz comprimé, soit par méthanier à l'état liquide après liquéfaction ; Il peut également être transformé par conversion chimique (**Figure 1.1**).

Le transport par gazoduc représente la solution la plus simple mais requiert la mise en place d'un réseau de conduites reliant les sites de production et de réception.

Le transport par méthanier nécessite la liquéfaction du gaz naturel qui est transporté en phase liquide à la pression atmosphérique aux environs de -160°C . En effet le transport par navire de gaz naturel sous pression (navipression) a été étudié dans le passé ; mais a été écarté jusqu'à présent pour des questions de coût et de sécurité.

Une autre solution consiste à transformer le gaz naturel par voie chimique en un produit liquide dans les conditions ambiantes, tel que le méthanol ou l'essence. Cette solution s'est heurtée jusqu'à une date récente à de nombreuses difficultés techniques et économiques, mais connaît actuellement un regain d'intérêt.

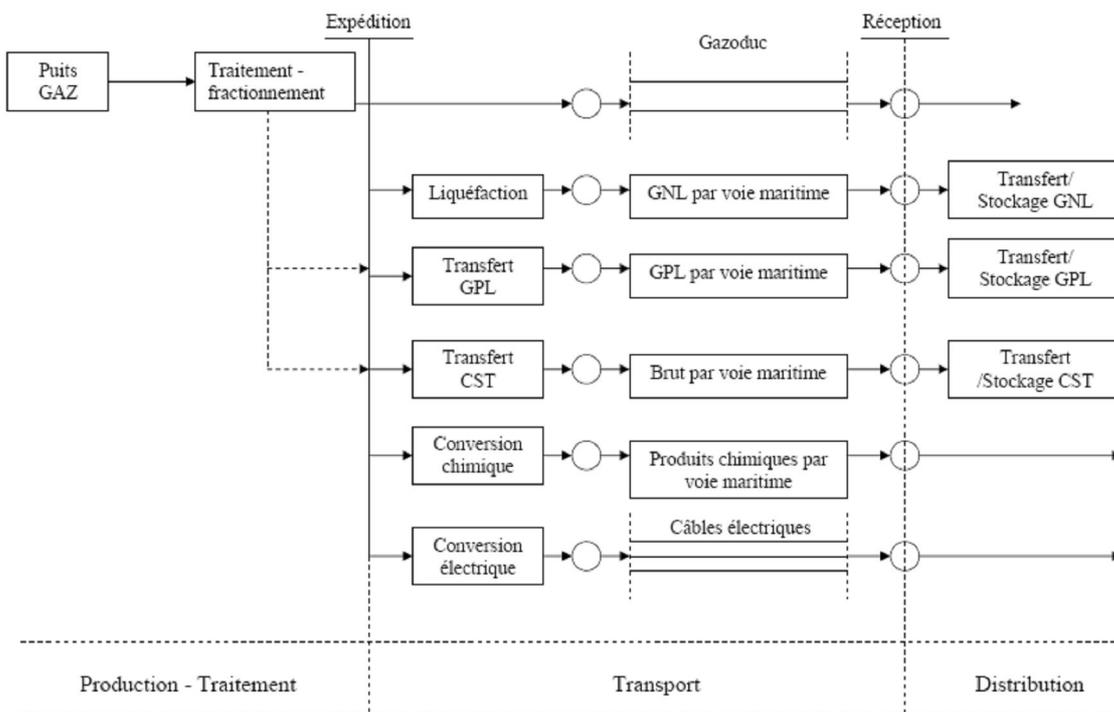


Figure 1.1 : Les chaînes gazières [1]

Il est également possible de convertir l'énergie thermique provenant de la combustion du gaz naturel en énergie électrique ; En raison du rendement de conversion limité et de coûts relativement élevés, cette solution n'a pas été appliquée jusqu'à présent à grande échelle comme moyen de transport.

Tableau 1.1 : Les investissements pour le transport du gaz naturel [1]

Gazoduc à terre, conditions moyennes pour 1000km	Milliards de \$
	0.9
Chaîne de liquéfaction	
Usine de liquéfaction.....	2
Méthaniers de 130 000m ³	1.2
Terminal de regazéification.....	0.3

Le développement du transport de gaz naturel a entraîné la mise en place d'un important réseau de gazoducs dans le monde, or la longueur totale de gazoducs dans le monde représente environ le double de celle qui est utilisée pour le transport du pétrole brut et dépasse le million de kilomètres.

Tableau 1.2 : L'évolution du commerce international du gaz naturel avec les quantités annuellement transportées par gazoducs et sous forme de GNL [1].

Total monde	1970	1975	1980	1985	1990
Gazoducs	42.93	112.32	169.64	177.97	235.29
GNL par méthaniers	2.69	13.05	31.34	50.88	72.14
Gazoducs+GNL	45.62	125.37	200.98	228.85	307.43
Total monde : pourcentage de la production ⁽¹⁾	4.4	9.9	13.2	13.1	14.8

(1) : Partie du commerce international dans la production commercialisée

Sur le tableau ci-dessus figure également la quantité totale de gaz naturel acheminée chaque année par gazoduc ou méthanier et la pourcentage de la production totale de gaz dans le monde que représente ce commerce international. On peut noter que la part du GNL dans ces échanges est passée de 6 à 24% environ.

En 1992, les échanges internationaux par gazoduc ont atteint 258.10^9 m³, soit une hausse de 5% par rapport à 1991. La progression des exportations du Canada vers les Etats-Unis (+22%) est la cause essentielle de cet accroissement. Les exportations de gaz naturel par conduite sont dominées par quatre pays [1] :

La Russie (ex. URSS) : assurait 39%

Le Canada : 22%

Les Pays-Bas : 17%

La Norvège : 10%

1.3 Présentation de l'Activité Transport par Canalisations (TRC)

SONATRACH est organisée en branches d'activités, dont l'une est la branche Transport par Canalisation (TRC).

1.3.1 Historique

Les premières expéditions de pétrole brut à partir de Hassi Messaoud ont été réalisées en 1958, d'abord par l'intermédiaire d'un Oléoduc de six (06) pouces dénommé Baby pipe reliant ce gisement à la gare ferroviaire de Touggourt puis par wagons citernes entre stockage et déchargement.

En novembre 1959, un Oléoduc d'une longueur de 660 km reliant le centre de stockage d'In-Aménas au port Tunisien La Skhira. Le premier Gazoduc a été mis en exploitation en 1961 entre Hassi R'mel et Arzew.

Au lendemain de l'indépendance National, le réseau de transport d'hydrocarbures s'est considérablement renforcé par la réalisation d'une vingtaine d'ouvrages supplémentaires. Après la nationalisation en 1971, ces installations sont devenues le patrimoine de l'entreprise. L'entreprise transport des hydrocarbures s'est retrouvée confrontée à cette époque à :

- La nécessité de poursuivre son activité et de rattraper son retard ;
- L'obligation de continuer avec ce qui lui restait de potentialité humaine (qualité surtout qualification) ;
- La nécessité de répondre à une procédure de plus en plus conséquente.

Consciente de l'importance de son rôle politique et économique dans le processus d'industrialisation, l'entreprise a procédé, pendant des dizaines d'années (de 1971 à 1982) à l'extension de son réseau en adéquation avec l'accroissement de la réalisation de différents ouvrages (Gazoducs et Oléoducs) dans :

- Engineering ;
- Réalisation ;
- Exploitation.

Pour leur réalisation, l'entreprise a eu recours à l'assistance technique été l'objectif primordial de Sonatrach Transport par des actions de formation professionnelle.

Aujourd'hui, l'activité Transport par canalisations (SH-TRC) gère l'ensemble du réseau pipes de transport des hydrocarbures liquides et gazeux ; il comporte 30 canalisations dont 16

Oléoducs et 14 Gazoducs de différents diamètres allant de 8 à 48 pouces, représentant une longueur total de 16 000 km.

L'activité transport par canalisations se situe en amont des centres de transformation et de consommation et en aval des centres de production.

1.3.2 Missions de la Branche Transport par Canalisations

La Branche Transport par Canalisations a pour missions principales [3] :

- Transport par pipe-lines des hydrocarbures liquides et gazeux des centres de production jusqu'aux terminaux marins d'Arzew, Bejaia et Skikda, à partir desquels les exportations d'hydrocarbures ;

- Alimentation des raffineries nationales, des unités de GNL (Gaz Naturel Liquéfié) et GPL (Gaz Propane Liquéfié) ainsi que les réseaux de distribution de gaz de Sonalgaz ;

- Elaboration des plans de développement et l'exploitation en matière de transport des hydrocarbures ;

- Maintenance, l'entretien, le développement, la réalisation et la protection du patrimoine de l'activité transport ;

- La coordination des aspects stratégiques liés à l'activité transport par canalisations, ainsi que le règlement des interfaces opérationnelles critiques y afférentes :

- La gestion des interfaces opérationnelles ;

- La préparation de la prise de décision de portées stratégiques ;

- Le management des projets internationaux pour lesquels l'activité aura soumissionné seule ou dans le cadre d'un partenariat.

Dans le cadre de ces missions générales, l'Activité Transport par Canalisations [3] :

- Défini, réalise, exploite, maintient et fait évoluer le réseau de canalisations et les installations y afférentes pour répondre aux besoins des profits de transport de SONATRACH dans les conditions optimales d'économie, de qualité, de sécurité et l'environnement ;

- Assure la régulation entre la production et la commercialisation.

1.3.3 Caractéristique du réseau Transport par Canalisations

Le réseau de transport par canalisations réalisé par Sonatrach se résume dans le tableau suivant :

Tableau 1.3 : Caractéristique du réseau Transport par Canalisations [3]

Ouvrages	Symbole	Diamètre (pouces)	Longueurs (Km)	Mise en service	Capacité initiale MTA
Gaz Pipe-lines					
Hassi R'Mel-Arzew	GZ0	24"	509	1961	3,60
Hassi R'Mel-Arzew	GZ1	40"	507	1967/1979	13,50
Hassi R'Mel-Arzew	GZ2	40"	507	1982	13,50
Hassi R'Mel-Arzew	GZ3	42"	507	1989	15,40
Hassi R'Mel-Oued Saf Saf	GO1	48"	549	1982	17,68
Hassi R'Mel-Oued Saf Saf	GO2	43"	549	1986	8,84
Hassi R'Mel-Arzew	GK1	40"	573	1971/1978	13,50
Hassi R'Mel-Arzew	GG1	42"	436	1981	7,10
Gassi Touil-HMD	GM1	40"	150	1967	6,30
Alrar- Hassi R'Mel	GR1	42"	965	1987	5,07
Alrar- Hassi R'Mel	GR2	48"	962	2000	24,00
Hassi R'Mel-Maghreb Europe	GME	48"	573	1996	18,75
Hassi R'Mel-Skikda	GK2	42"	573	2001	7,00

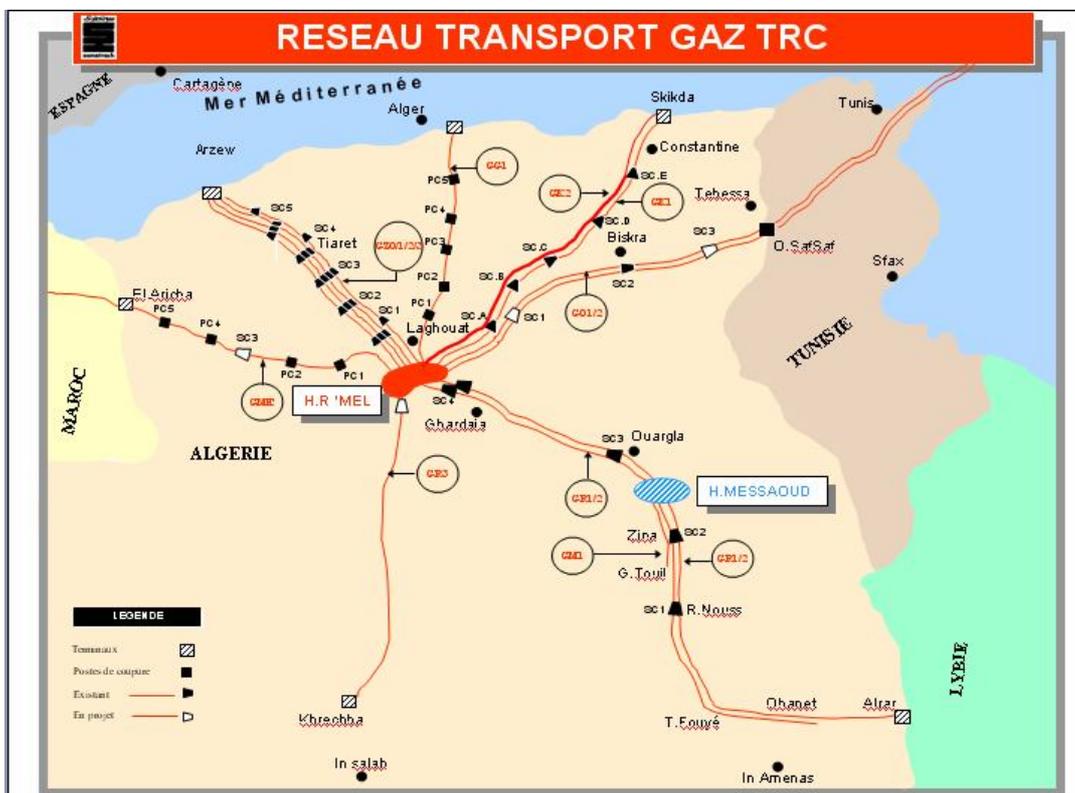


Figure 1.2 : Réseau de transport du gaz naturel en Algérie [3]

1.4 Description du système de transport par canalisation

L'action de pose de gazoducs s'est poursuivie ces dernières années. Elle se développe surtout dans les zones encore mal équipées, en Amérique latine, Asie/Océanie et moyen orient, ainsi qu'en mer [1].

La **Figure 1.3** est un schéma explicatif du transport du gaz naturel par canalisation :

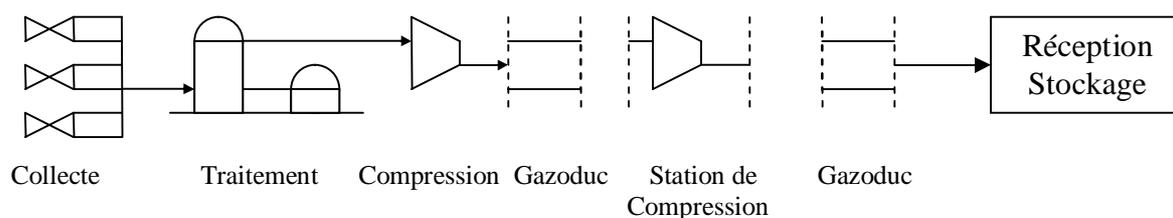


Figure 1.3 : Chaîne de transport par gazoduc [1]

- Collecte des effluents provenant des différents puits ;
- Traitement du gaz produit pour le mettre aux spécifications de transports : séparation des hydrocarbures le plus lourd et déshydratation pour éviter les risques de condensation, de formation d'hydrates et de corrosion ; ce traitement est éventuellement complété par une désacidification ;
- Compression du gaz si la pression en tête de puits est insuffisante ;
- Transport en conduite ;
- Re-compression en cours de transport, si la distance est importante, pour éviter une chute trop significative de pression ;
- Traitement complémentaire éventuel pour mettre le gaz aux spécifications de distribution ;
- Stockage et transfert au réseau de distribution ;
- Distribution du gaz.

La demande en gaz naturel dans le monde ne cesse d'augmenter, ce qui a pour effet l'agrandissement du réseau d'acheminement de ce carburant ; Le réseau de transport ne cesse d'accroître. En Algérie, le réseau de transport par canalisation, est l'un des plus développés dans le monde du transport par canalisation, dont on peut citer les gazoducs correspondants[3] :

- Les lignes GZ1/40'', GZ2/40'' et GZ3/42'' reliant Hassi R'mel au port d'Arzew ;

- Les lignes GK1/40'' GK2/42'' vers la région est Skikda ;
- Les lignes GME1/48'' (GO1) et GME2/48'' (GO2) (Gazoduc Maghreb - Europe) reliant l'Algérie à l'Italie via la Tunisie ;

Comme on peut citer :

- Le gazoduc trans-maghreb Pedro Duran Farell Espagne via le Maroc GPDF/48'' ;
- Le gazoduc Alrar - Hassi R'mel GR3/48'' ;
- Diverses interconnexions de gazoducs ayant permis au gaz d'arrivée GR1/2 de passer de la réinjection H. R'mel au réseau gaz de vente ;

Notre étude sera consacrée aux trois lignes GZ, plus particulièrement à la GZ3, avec 5 stations de compression (SC1, SC2, SC3, SC4, SC5), toutes situées à des points kilométriques bien précis de chaque ligne.

Le rôle des stations de compression est de comprimer le gaz naturel transporté dans le gazoduc afin de réduire les pertes de charge. A la sortie de ces dernières, le gaz naturel est à une température assez considérable ainsi que la pression, ce qui constitue un aléa dans le transport du gaz naturel.

La solution envisagée à court terme, nécessitant un investissement assez important, qui consiste à installer des refroidisseurs à des emplacements répondants à des critères d'optimisation.

Le transport par gazoduc représente à l'heure actuelle le mode d'acheminement du gaz naturel qu'est loin le plus répandu. La liquéfaction devrait toutefois connaître dans les prochaines années vus nouvel essor. Compte tenu du niveau d'investissements mis en jeu, elle constitue un marché potentiel important pour les fournisseurs de procédés (unités de liquéfaction) et d'équipements (méthaniers, cuves de stockage). La conversion par voie chimique du méthane et du GPL suscite de nombreux espoirs et pourrait contribuer à élargir notablement les débouchés du gaz naturel. Toutefois, de nombreuses incertitudes d'ordre économique demeurent. L'évolution observée dépendra donc du contexte énergétique futur et des progrès techniques qui seront réalisés.

Chapitre 2

Description de l'ouvrage

2.1 Profil topographique des lignes GZ

2.2 Terminal de départ

2.3 Terminal d'arrivée

2.4 Postes de purge

2.5 Poste de coupure

2.6 Station de compression

Chapitre 2

Description de l'ouvrage

2.1 Profil de la ligne

Le tracé du GZ3-42'' dont la longueur est de 500 km, suit la direction sud-est/nord-ouest du pays, de Hassi R'mel jusqu'à Ghelizane, puis s'infléchit vers l'ouest jusqu'à Arzew. D'une altitude de 755 m au terminal de départ, la ligne culmine au djebel Nador à 1252 m, puis chute au niveau de Tiaret (Zemmoura) qui se trouve à une altitude de 535 m.

La nature du terrain traversé par le pipe est variable : sable, argile, rocher et schiste. Les tubes utilisés pour le GZ3-42'' sont en acier X60 A, fabriqués à l'usine de Annaba, leur épaisseurs varie en fonction des zones traversées. Telle que présentée sur : **Tableau 2.1** [3]

Tableau 2.1 : Dimensions du gazoduc GZ3 [3]

Zones	PK	Epaisseur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Diamètre intérieur (mm)	Longueur (km)
III	0 à 275	11.91	1067	1043.18	275
II	275 à 490	12.70	1067	1041.60	226
I	490 à 500	19.05	1067	1028.90	11

Les diamètres équivalents pour chaque tronçon sont représentés sur le tableau suivant :

Tableau 2.2 : Différents diamètres de la ligne [3]

TD – SC1	SC1 – SC2	SC2 – SC3	SC3 – SC4	SC4 – SC5	SC5 - TA
1043.18	1043.18	1043.18	1042.70	1041.60	1040.35

Le GZ3 assure un débit de 877.000 sm³/h en écoulement libre et un débit de 2.100.000 sm³/h avec 5 stations de compression en service.

Ce gazoduc a été conçu pour alimenter l'unité de GNL3 située à 3km de Bethioua. La construction et l'installation des ouvrages concentrés ont été assurés par la société italienne : « SADEMI », quant à la société : « ALEIP » assure la supervision des travaux et de l'engineering pour le gazoduc nu.

2.2 Terminal de départ

Qu'est le Centre National Dispatching Gaz (CNDG), est situé à 755 mètres d'altitude (gare d'envoi du racleur, vanne de sectionnement qui isole le 1^{er} tronçon de la production en cas d'éclatement). Le gaz avant son envoi vers Arzew, doit être filtré et détendu à la pression maximale de service PMS ; Ce terminal est constitué de [2] :

- Bâtiments administratifs et techniques ;
- Une base d'intervention ;
- Une base de vie

Et permet :

- D'alimenter le gazoduc ;
- De limiter la PMS ;
- De filtrer le gaz naturel ;
- De compter le débit du gaz ;
- D'isoler rapidement le gazoduc ;
- De prélever pour analyse des échantillons de gaz.

2.3 Terminal d'arrivée

Qu'est la station de liquéfaction GNL d'Arzew, est situé au PK 500 à 35 mètres d'altitude, il comprend [3] :

- Un manifold d'interconnexion des lignes GZ ;
- Une batterie de filtration, de détente et de comptage (F.D.C.) ;
- Un joint d'isolement pour la protection cathodique, ayant pour rôle : la protection contre les courants vagabonds placé à l'entrée du terminal ;
- Une base d'intervention ;
- Bâtiments techniques et administratifs ;
- Une base d'intervention et une base de vie ;
- Une gare de réception de racleur.

2.4 Postes de purge

Les postes de purge servent à piéger les condensats véhiculés par le gaz dans la conduite, ils sont généralement installés aux points bas de la ligne ainsi qu'à l'entrée des postes de coupures.

Chaque poste est constitué d'un réservoir sous une pression de 10 m³ qui est installé sous la canalisation, une tuyauterie lui est raccordée afin de purger au moyen d'une pompe électrique [2]. On peut résumer la disposition des postes de purge sur la ligne GZ3 dans le tableau suivant :

Tableau 2.3 : Les points kilométriques des différents postes de purge [3]

PP	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
PK	20	99	125	143	155	167	186	216	234	293	328	337	358	372	394	399	431	459	500

2.5 Postes de coupure

La pression élevée qui règne à l'intérieur des gazoducs, favorise la combinaison de l'eau avec le gaz pour former des hydrates solides (à comparer à de la neige), qui peuvent conduire à l'obstruction de la canalisation.

Toutes conduite de transport de gaz est le siège de dépôts, constitués par des poussières et des condensations d'hydrocarbures ; Il est donc nécessaire de les évacuer par passage dans la canalisation d'un piston racleur, des postes de coupures sont prévus sur le gazoduc pour mettre l'introduction et l'extraction des pistons.

Ces ouvrages sont disposés sur les conduites de transport tous les 100 à 150 kilomètres, généralement aux mêmes endroits que les stations de compression, le Tableau 2.4 résume les dispositions de postes de coupure présents sur la ligne [2] :

Tableau 2.4 : Points kilométriques des postes de coupure sur le gazoduc GZ3 [3]

Postes de coupure	1	2	3	4	5
PK	75	145	227	295	398

2.6 Stations de compression

Les stations de compression ont pour but d'élever la pression du gaz dans la canalisation, afin de palier aux effets des pertes de charge ; Le gaz est comprimé à nouveau

par des compresseurs centrifuges qui sont entraînés par des turbines à gaz considérées comme étant très avantageuses du point de vue entretien.

Chaque groupe turbocompresseur possède un panneau de contrôle comportant les séquences et les automatismes qui permettent de démarrer et de surveiller la marche du groupe soit à partir de la salle de contrôle, ou à partir du dispatching de Hassi R'mel ; Ces groupes sont protégés des intempéries par un auvent en charpente métallique qui supporte un pont roulant pour l'entretien, le démontage et le remontage des groupes [3].

Aussi chaque station de compression contient des aero-réfrigérants (ce qui n'est pas le cas pour les trois lignes GZ1, GZ2 et GZ3) et des turbogénérateurs ; Les aero-réfrigérants servent à abaisser la température du gaz à la sortie des compresseurs jusqu'à 60 °C, afin de prévenir la détérioration et le décollement du revêtement du gazoduc, il est prévu un nombre de deux (02) aero-réfrigérants par groupe de turbocompresseur.

Les stations de compression étant situées dans des zones éloignées du réseau SONELGAZ, ils disposent de deux (02) groupes turbogénérateurs d'une puissance unitaire de 1495 kVA, et seront ainsi autonomes en énergie électrique, pour ce qui est des caractéristiques techniques des équipements mis en œuvre [3].

Tableau 2.5 : Disposition des stations de compression sur le gazoduc GZ3 [3]

Stations	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5
PK (km)	75	145	227	295	398
Altitude (m)	852	1047	981	1252	535

Le **Tableau 2.5** résume les différentes propriétés des stations de compression (points kilométriques, altitude).

La figure suivante montre un schéma général explicatif d'une station de compression :

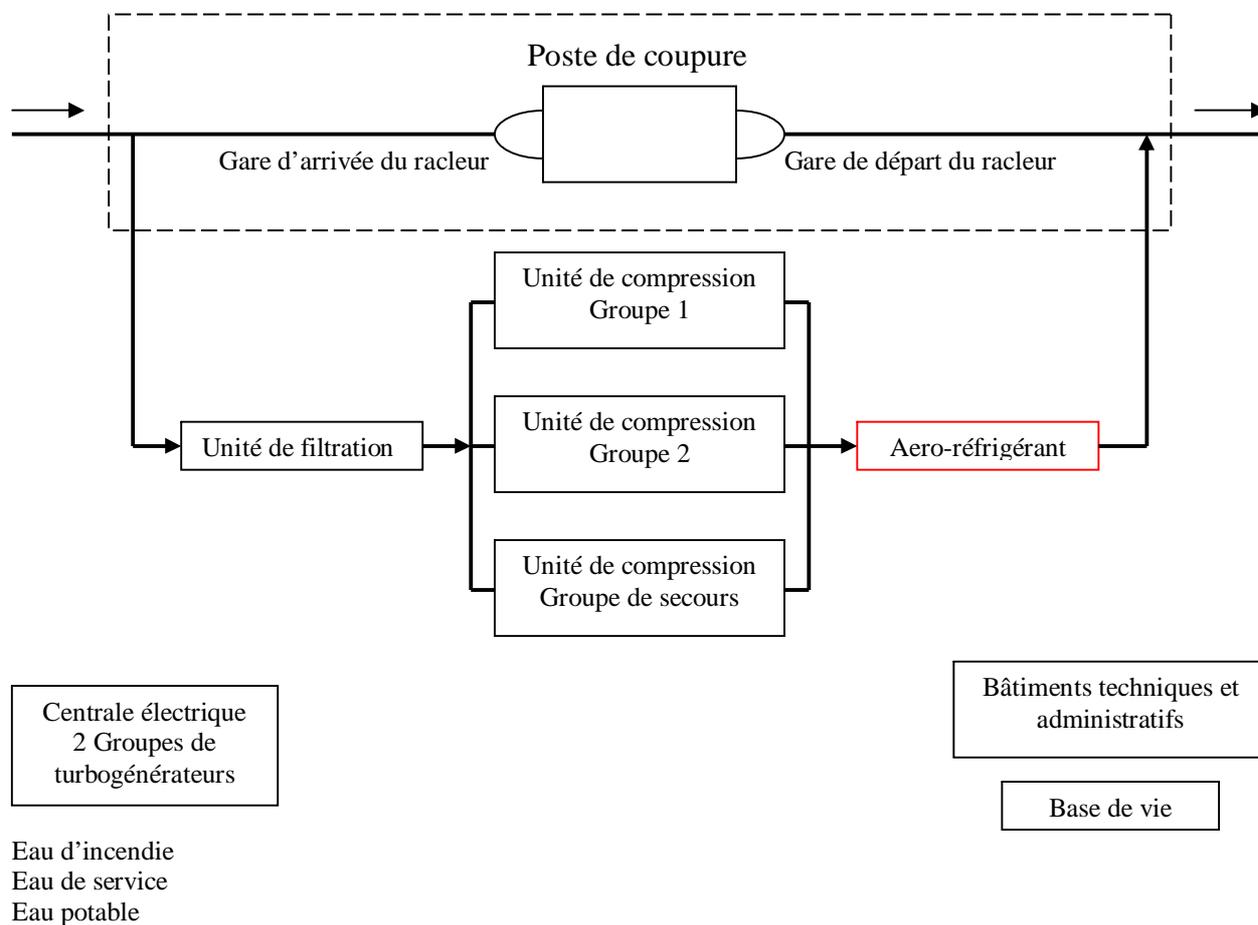


Figure 2.1 : Station de compression [6]

2.7 Propriétés climatiques et géographiques de la ligne

Le tableau ci-dessous donne les propriétés climatiques (températures, pressions) sur les différents tronçons de la ligne :

Tableau 2.6 : Propriétés climatiques de la ligne GZ3 [3]

Stations	TD	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA
Tmax (°C)	50	40	40	40	35	35	35
Tmin (°C)	-8	-8	-8	-8	-10	-10	-5
Patm (Psi)	13.4	13.21	12.87	12.99	12.56	13.72	14.60

Température du sol : Maximum en été : 25°C
Minimum en hiver : 15°C

Humidité : 85% maximum

Vent de sable : SC1, SC2, SC3

Tempêtes de neige : SC4, SC5

Fortes pluies : SC5

Vitesse maximale du vent : 180 km/h

Chapitre 3

Ecoulement et pertes de charges

3.1 Longueur d'entrée d'un régime d'écoulement

3.2 Le nombre de Reynolds

3.3 Perte de charge dans les conduites linéaires et non-linéaires

3.3.1 Perte de charge dans les conduites linéaires

3.3.1.1 Evaluation du coefficient de perte de charge

3.3.1.2 Rugosité

3.3.1.3 Pertes de charge dans les conduites longues

a. Ecoulements laminaires

b. Écoulements turbulents dans les conduites

hydrauliquement lisses

c. Ecoulements turbulents dans les conduites rugueuses

d. Ensemble des écoulements turbulents

3.3.2 Pertes de charge dans les conduites non linéaires

3.3.2.1 Conduites de section non circulaire

3.3.2.2 Conduites circulaires courbes

3.3.2.3 Pertes de charge singulières

3.3.2.4 Pertes de charge dans les conduites de répartition

3.3.2.5 Réseaux maillés

3.4 Calcul de la perte de charge du cas d'étude

Chapitre 3

Écoulements et pertes de charges

3.1 Longueur d'entrée d'un régime d'écoulement

Lorsqu'un fluide pénètre dans une conduite cylindrique rectiligne, le profil de vitesse évolue sur une certaine longueur de la conduite avant de se stabiliser. Il se conserve ensuite tant que la géométrie du tube ne change pas. Cette longueur l_e est appelée longueur d'entrée ou d'établissement, elle dépend en général du nombre de Reynolds et s'exprime habituellement par le quotient : l_e/d

Ce rapport représente le nombre de diamètres équivalents à la longueur d'entrée.

On admettra les résultats numériques issus de l'expérimentation [11], tel que

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{l_e}{d} \rightarrow 0,6 \\ \frac{l_e}{d} = 0,06.R_e \text{ à } 0,03.R_e \\ \frac{l_e}{d} = 0,04.R_e \text{ ou } 0,6R_e^{0,25} \text{ ou } 0,8R_e^{0,5} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{Pour : } \\ \text{Pour : } \\ \text{Pour : } \end{array} \left\{ \begin{array}{l} R_e < 100 \\ 100 < R_e < 2000 \\ R_e > 2000 \end{array} \right.$$

3.2 Le nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds Re est un nombre adimensionnel qui est utilisé pour caractériser la nature du régime d'écoulement. Dans le cas des pipes, tel que [12] :

$$Re = \frac{V.d}{\nu} \quad (3.1)$$

où :

- Re : nombre de Reynolds;
- V : vitesse moyenne d'écoulement [m/s];
- d : diamètre intérieur du pipe [m];
- ν : viscosité dynamique ($\frac{\mu}{\rho}$) à P et T [m²/s].

Ce nombre est d'autant plus grand que les forces de viscosité sont plus faibles que les forces d'inertie.

Lorsque Re est inférieur à une valeur limite de l'ordre de 2 000, l'écoulement est toujours laminaire, c'est-à-dire exempt de turbulence.

Dans les conditions industrielles, pour $Re > 2\,500$, il est en pratique toujours turbulent, c'est-à-dire que les forces de viscosité ne sont plus suffisantes pour empêcher les inévitables perturbations d'engendrer une multitude de petits tourbillons qui se superposent à l'écoulement global [13].

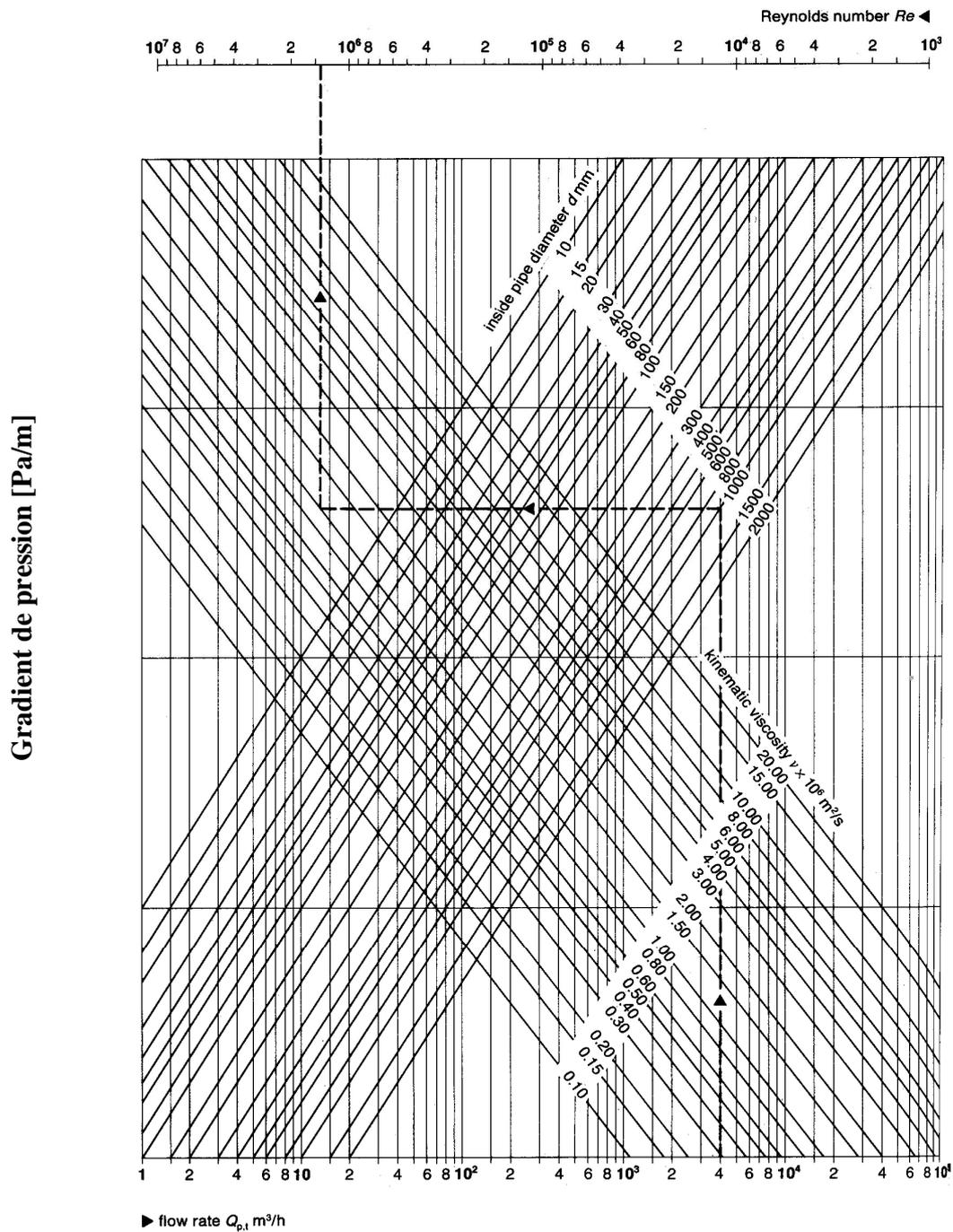


Figure 3.1 : Evolution de la perte de charge $\Delta P/L$ par unité de longueur en fonction du débit Q [12].

Habituellement, la littérature donne les valeurs suivantes :

- $R_e < 2000 \rightarrow$ écoulement laminaire ;
- $2000 < R_e < 40'000 \rightarrow$ écoulement transitoire ;
- $R_e > 40'000 \rightarrow$ écoulement turbulent.

3.3 Perte de charge dans les conduites linéaires et non-linéaires

3.3.1 Perte de charge dans les conduites linéaires

Les pertes de charge dans les pipes sont représentées par la formule générale :

$$\frac{dP}{dl} = -\frac{\lambda^l}{d} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (3.2)$$

Où :

$\frac{dP}{dl}$: Perte de pression par unité de longueur [Pa/m];

V : vitesse moyenne d'écoulement [m/s];

d : diamètre intérieur du pipe [m];

λ^l : Coefficient de perte de charge linéaire;

ρ : Masse volumique [Kg/m³].

En général dans la documentation américaine (par exemple les formulations de AGA pour les écoulements de gaz) le coefficient de perte de charge λ^l est assimilé au facteur de friction de **Darcy-Weusbach** f_D , tel que :

$$f_D = 4 \cdot f \quad (3.3)$$

Où :

f : Fanning friction factor.

En intégrant l'équation (3.2) on aura :

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \lambda^l \cdot \frac{l}{d} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \right) \quad (3.4)$$

Mais :

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{\lambda^l \cdot l \cdot z \cdot R_a \cdot T \cdot \rho_1^2 \cdot q_1^2 \cdot 10^3}{d \cdot M \cdot A^2} \quad (3.5)$$

D'où :

$$\Delta P = P_1 - \left(P_1^2 - \lambda^l \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{z \cdot R_a \cdot T}{M} \cdot \frac{\rho_1^2 \cdot q_1^2 \cdot 10^3}{A^2} \right)^{0.5} \quad (3.5.a)$$

Où :

P_1 : pression absolu au début du pipe de longueur l [Pa];

P_2 : pression absolu à la fin du pipe de longueur l [Pa];

d : diamètre intérieur du pipe [m];

λ^l : Facteur de friction (frottement);

l : longueur du pipe [m];

z : facteur de compressibilité moyen le long du pipe;

R_a : constante universel des gaz [Kj/Kmol.K] ;

M : masse molaire [Kg/Kmol] ;

T : température moyenne dans le pipe [K];

A : section droite du pipe;

ρ_1 : masse volumique à (T_1, P_1) [Kg/m³] ;

q_1 : débit d'écoulement à (T_1, P_1) [m³/s] ;

T_1 : température au début du pipe [K];

ΔP : Perte de pression pour une longueur l de pipe [Pa].

Remarque : Les formules précédentes sont en fonctions de la magnitude de la perte de charge le long du pipe.

— Weymouth :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_v = K \cdot \left(\frac{T_s}{P_s} \right) \cdot \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G \cdot T_m \cdot L \cdot Z_m} \right)^{0.5} \cdot D^{\frac{8}{3}} \cdot E \\ K=1740 \text{ (S.I)} \end{array} \right. \quad (3.5.b)$$

— Panhandle 'B' :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_v = K \cdot \left(\frac{T_s}{P_s} \right)^{1.02} \cdot \left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{G^{0.861} \cdot T_m \cdot L \cdot Z_m} \right)^{0.51} \cdot D^{2.53} \cdot E \\ K=3973 \text{ (S.I)} \end{array} \right. \quad (3.5.c)$$

Où :

Q_v = débit à la température T_s et la pression P_s [m^3 /jour] ;

P_s = pression de base [Kpa] ;

T_s = température de base [K] ;

P_1 = pression amont [Kpa] ;

P_2 = pression aval [Kpa] ;

T_M = température moyenne [K] ;

Z_M = facteur de compressibilité ;

E = facteur d'efficacité de la conduite

$E = 1$ conduite neuf,

$= 0.95$ conduite dans de bonnes conditions de travail,

$= 0.25$ conduite dans de mauvaises conditions de travail ;

K = coefficient qui dépend de l'unité utilisée dans l'équation ;

D = diamètre de la conduite [cm] ;

L = longueur de la conduite [Km].

3.3.1.1 Evaluation du coefficient de perte de charge

3.3.1.2 Rugosité

Les pertes de charge sont liées aux contraintes de frottement aux parois des conduites, elles dépendent non seulement des paramètres de l'écoulement mais de l'état de surface (plus ou moins lisse ou rugueux) de cette paroi.

On qualifie ordinairement cet état par une seule dimension géométrique k , qui est d'un ordre de grandeur comparable à la hauteur géométrique moyenne des aspérités de cette paroi.

Les valeurs de k pour des natures de parois usuelles sont données par le tableau ci-contre.

Tableau 3.1 : Rugosité géométrique de parois usuelles [13].

Nature de la paroi	Rugosité uniforme équivalente k (mm)
Tuyau étiré en verre, cuivre, laiton.....	< 0.001
Tuyau industriel en laiton.....	0.025
Tuyau en acier laminé :	
- neuf.....	0.05
- rouillé.....	0.15 à 0.25
- incrusté.....	1.5 à 3
- bitumé intérieurement.....	0.015
Tuyau en acier soudé :	
- neuf.....	0.03 à 0.1
- rouillé.....	0.4
Tuyau en fer galvanisé.....	0.15 à 0.20
Tuyau en fonte usuelle moulée :	
- neuf.....	0.25
- rouillé.....	1 à 1.5
- bitumé intérieurement.....	0.1
Tuyau quelconque, fortement incrusté.....	Jusqu'à 3
Tuyau en ciment	
- lisse.....	0.3 à 0.8
- brut.....	Jusqu'à 3
Tuyau en acier riveté.....	0.9 à 9
Planches non rabotées.....	1 à 2.5
Pierre de taille.....	8 à 15
Galerie brute de percement.....	90 à 600

Un raisonnement fondé sur l'analyse dimensionnelle [14] montre que la perte de charge Δh dans une conduite de longueur l peut se mettre sous la forme :

$$\Delta h = \lambda' \frac{l V^2}{d 2g} \quad (3.6)$$

Où λ' est le coefficient de perte de charge qui ne dépend que de deux facteurs adimensionnels :

$$\lambda' = f\left(\text{Re}, \frac{k}{d}\right) \quad (3.7)$$

où $\varepsilon = \frac{k}{d}$ ([mm]/[mm]), est la rugosité relative de la parois.

3.3.1.3 Pertes de charge dans les conduites longues

a. Écoulements laminaires

Pour les écoulements laminaires, le coefficient de pertes de charge λ' dépend du seul nombre de Reynolds Re (formule de *Hagen - Poiseuille*), tel que [12] :

$$\begin{cases} \lambda' = \frac{64}{\text{Re}} \\ \text{Re} < 2320 \end{cases} \quad (3.8)$$

b. Écoulements turbulents dans les conduites hydrauliquement lisses

— Pour des nombres de Reynolds supérieurs au seuil précédent, mais inférieurs à une valeur de l'ordre de 10^5 (en pratique dépendant de la rugosité), les contraintes de frottement à la paroi ne dépendent pratiquement pas de la rugosité, la conduite est dit *hydrauliquement lisse*, et le coefficient λ' est donné par la formule de **Blasius**, [13] :

$$\begin{cases} \lambda' = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} \\ 3000 < \text{Re} < 10^5 \end{cases} \quad (3.9)$$

— Le coefficient λ' est donné par la formule de **Von Karmann - Hermann**, [12] :

$$\begin{cases} \lambda' = \frac{0,3964}{\text{Re}^{0,3}} + 0,0054 \\ 2 \cdot 10^4 < \text{Re} < 2 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (3.10)$$

— Pour les nombres de Reynolds supérieurs, λ' est donné par la formule de **Von Karmann - Prandtl**, [12] :

$$\begin{cases} \frac{1}{\sqrt{\lambda'}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda'}) - 0,8 \\ \text{Re} > 10^6 \end{cases} \quad (3.11)$$

R. Techo, donne une formulation simplifier de la formule de **Von Karmann**

donne des résultat similaire, tel que :

$$\begin{cases} \lambda' = \left[0,8685 \cdot \ln \left(\frac{\text{Re}}{1,964 \ln \text{Re} - 3,8215} \right) \right]^{-2} \\ 10^4 < \text{Re} < 2,5 \cdot 10^8 \end{cases} \quad (3.12)$$

c. Écoulements turbulents dans les conduites rugueuses

Dans les conduites rugueuses, pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés (la limite dépendant de la rugosité), le coefficient λ^l ne dépend plus que de la rugosité (formule de Van Karman-Prandtl), [13] :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda^l}} = -2 \cdot \log\left(\frac{k}{d}\right) + 1.14 \quad (3.13)$$

d. Ensemble des écoulements turbulents

La formule empirique de **Colebrook-White** couvre pour les conduites industrielles les deux domaines précédents et permet la transition de l'état lisse à l'état rugueux [12]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda^l}} = -2 \cdot \log\left(0,270 \cdot \frac{k}{d} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda^l}}\right) \quad (3.14)$$

L'ensemble des variations de λ^l en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité relative k/d est représenté par la **Figure 3.2**.

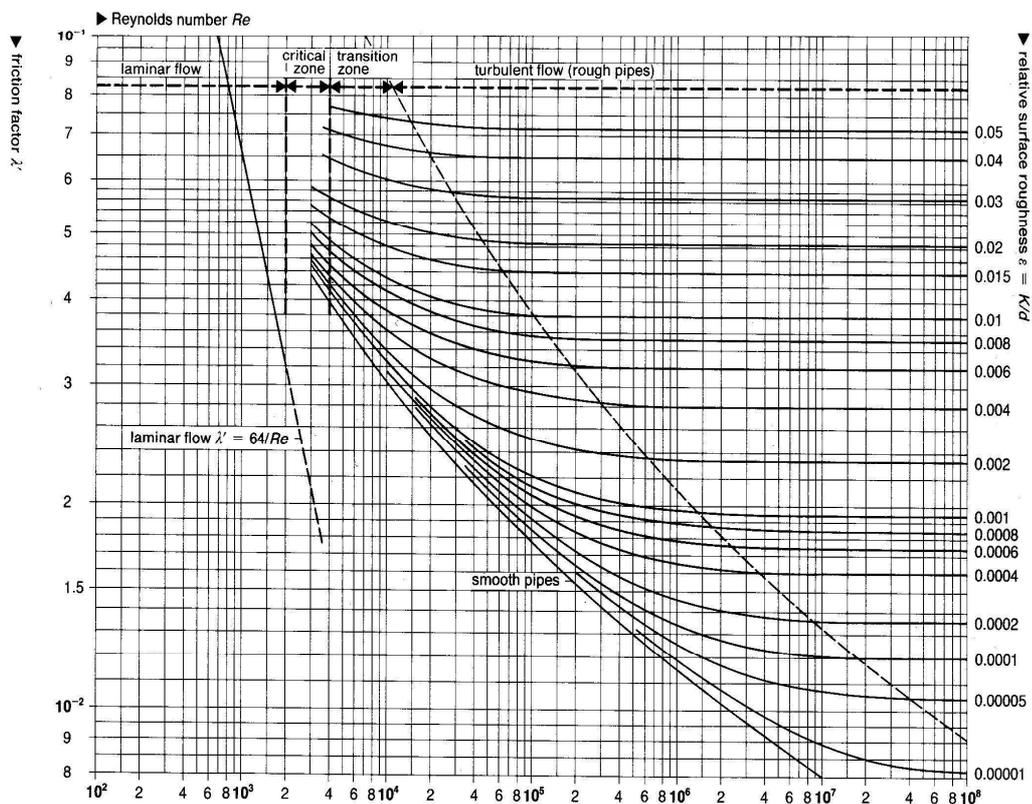


Figure 3.2 : Coefficient de perte de charge pour différents régimes d'écoulements [12].

Pour évaluer rapidement les pertes de charge dans une conduite industrielle, il est commode d'utiliser un abaque, comme celui de la **Figure 3.3**, qui permet de traiter des débits de 10^{-4} à $7 \text{ m}^3/\text{s}$ avec des diamètres de 50 à 1 500 mm, la rugosité étant supposée égale à 2 mm.

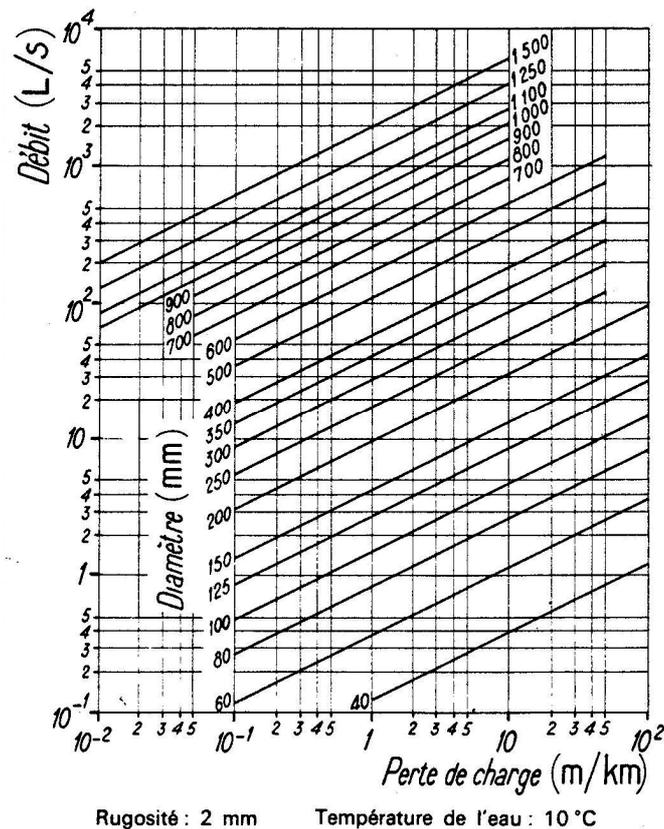


Figure 3.3 : Abaque pratique pour le calcul des pertes de charge pour les conduites d'eau, d'après la formule de Colebook [13].

3.3.2 Pertes de charge dans les conduites non linéaires

3.3.2.1 Conduites de section non circulaire

La dimension transversale : D , utilisée habituellement est le diamètre hydraulique D_H égal à quatre fois le rayon hydraulique R_H égal au rapport de l'aire S de la section par son périmètre x , [13]:

$$D_H = 4.R_H = 4.\frac{S}{x} \quad (3.15)$$

Ce diamètre, égal à celui de la conduite lorsqu'elle est circulaire, est utilisé dans la formule (3.1) pour le calcul du nombre de Reynolds et dans les formules (3.8) à (3.14) pour le coefficient de pertes de charge.

Pour les écoulements laminaires, le coefficient numérique de la formule (3.8) n'est plus égal à 64; sa valeur dépend de la forme de la section; *Comolet* [11] en donne des exemples où il peut varier de 47 à plus de 96.

Pour les écoulements turbulents, si la forme de la section transversale ne s'éloigne pas trop du cercle (polygone régulier convexe, rectangle peu allongé) les formules (3.8) à (3.14) donnent encore des résultats satisfaisants, en général à moins de 5 % d'erreur près.

3.3.2.2 Conduites circulaires courbes

Pour les conduites de section circulaire dont la ligne médiane est courbée, on se réfère à la *courbure relative*, [13] :

$$\beta = \frac{D}{2R} \quad (3.16)$$

où R est le rayon de courbure de cette ligne médiane.

Des études ont été faites dans le cas des écoulements laminaires et turbulents lisses.

— Pour les **écoulements laminaires**, on utilise le nombre de **Dean**, [13] :

$$De = Re \cdot \sqrt{\beta} \quad (3.17)$$

et l'on calcule λ' par la première formule de **Ito**, [13] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda' = \frac{64}{Re} \left[0,1008\sqrt{De} \left(1 + a_1 De^{-0.5} + a_2 De^{-1} + a_3 De^{-1.5} + a_4 De^{-2} \right) \right] \\ 30 < De < 2000 \end{array} \right. \quad (3.18)$$

où :

$$a_1 : 3,945 ;$$

$$a_2 : 7,702 ;$$

$$a_3 : 9,907 ;$$

$$a_4 : 5,608.$$

— Pour les écoulements turbulents lisses, on utilise le paramètre, [13]:

$$\mathfrak{S} = Re \cdot \beta^2 \quad (3.19)$$

Ito donne la formule, [13]:

$$\frac{\lambda'}{\sqrt{\beta}} = 0,29 + 0,304 \cdot \mathfrak{S}^{-0,25} \quad (3.20)$$

et adopte la formule de Blasius (3.9) pour $\mathfrak{S} < 0,034$.

3.3.2.3 Pertes de charge singulières

Lorsque l'écoulement d'un fluide traverse un organe ou une singularité de la conduite où sa vitesse change rapidement de direction et/ou de grandeur, il s'ensuit une perte de charge supplémentaire.

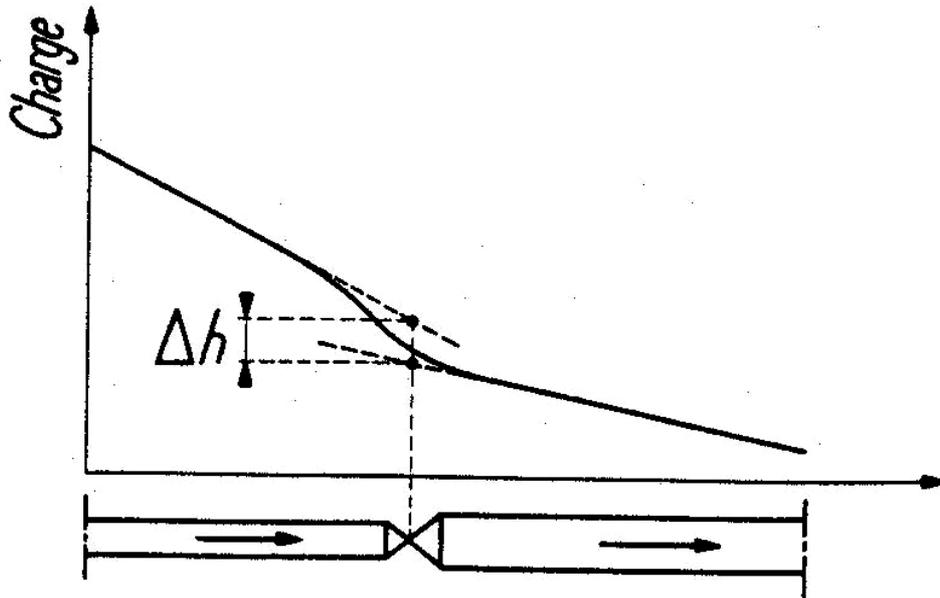


Figure 3.4 : Définition d'une perte de charge singulière [13].

On met en évidence expérimentalement cette perte en relevant la ligne piézométrique le long de la conduite (**Figure 3.4**) et en extrapolant les lignes de pression des conduites longues en amont et en aval de la singularité, ce qui permet de considérer cette perte de charge, dite *singulière*, comme localisée.

Pour les écoulements turbulents, les pertes de charge singulières sont très généralement proportionnelles à la pression cinétique : $\frac{\rho V^2}{2}$, donc au carré de la vitesse :

$$\Delta P_g = \zeta \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (3.21)$$

Le coefficient de proportionnalité : ζ , est caractéristique de la singularité. On en trouvera de nombreuses valeurs dans des recueils spécialisés. La **Figure 3.5** donne les plus utilisées.

3.3.2.4 Pertes de charge dans les conduites de répartition

Lorsqu'une conduite de longueur L entre deux points A et B (**Figure 3.5**) sert à alimenter un certain nombre d'appareils ou de clients, il est souvent impossible de connaître à chaque instant la répartition des débits le long de cette conduite, et par suite d'y calculer en toute rigueur la perte de charge.

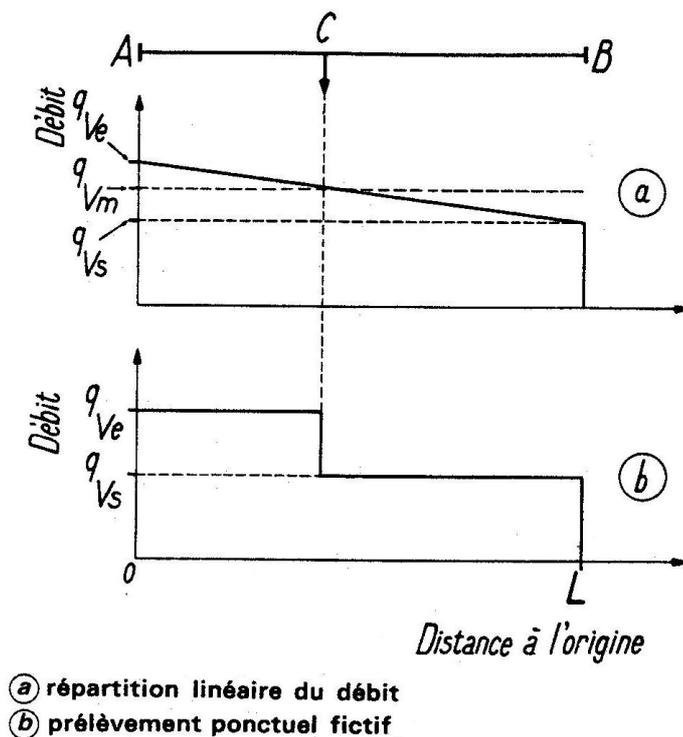


Figure 3.5 : Evolution de la perte de charge dans une conduite de répartition AB [13].

On peut cependant en obtenir une évaluation approchée en admettant que le débit consommé est réparti linéairement le long de la conduite [13]. Pour cela, on peut soit estimer un débit fictif équivalent le long du tronçon AB , soit considérer que tout le débit distribué est prélevé fictivement en un point C .

— **Débit fictif équivalent (Figure 3.5.a)** : en appelant q_{vd} le débit distribué le long du tronçon AB et q_{vs} le débit sortant en B (le débit q_{ve} entrant en A valant alors $(q_{vd}+q_{vs})$, on montre [13] que le débit fictif équivalent donnant la même perte de charge que la distribution linéaire de la consommation a pour valeur, [13]:

$$q_{Vm} = q_{Vs} + 0,54 \cdot q_{vd} \quad (3.22)$$

— **Prélèvement fictif équivalent (Figure 3.5.b)** : dans ce cas on montre [13] que le point *C* donnant la meilleure approximation de la perte de charge est situé de telle façon que, [13] :

$$AC = \frac{5L}{12} \tag{3.23}$$

3.3.2.5 Réseaux maillés :

Dans de nombreux cas de distributions, et en particulier pour bien des distributions urbaines, on est amené à former un réseau comportant un certain nombre de mailles fermées, dans lequel la détermination du débit dans chaque tronçon doit faire l'objet d'une étude particulière [13].

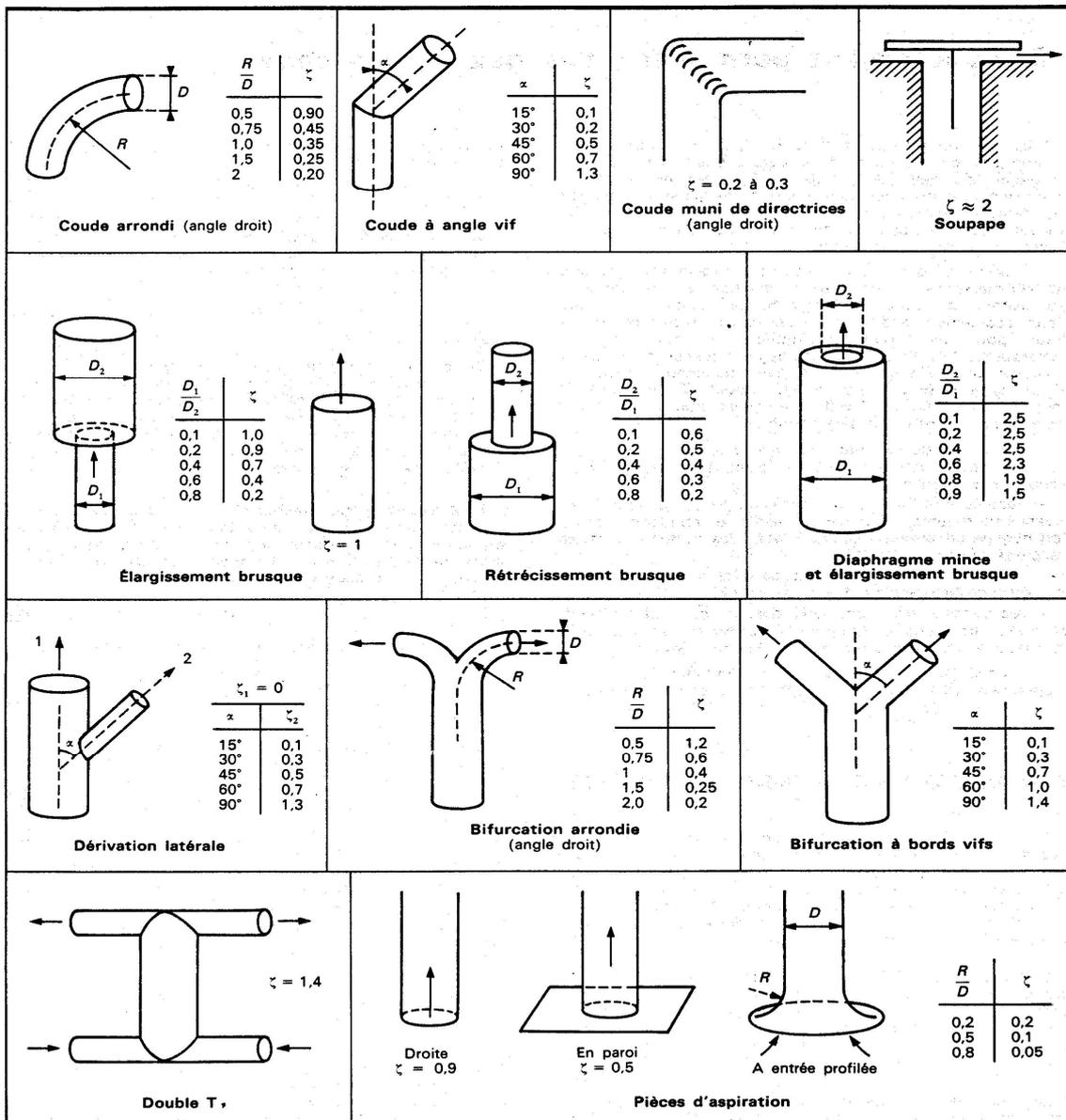


Figure 3.6 : Pertes de charges singulières pour des conduites de section circulaire [13].

3.4 Calcul de la perte de charge du cas d'étude

Pour estimer les pertes de charge le long de la conduite, nous avons utilisé le logiciel « **PIPEPHASE 8.1** » qui calcule et donne le profil du gradient de pression le long d'un pipe. Le calcul de la perte de charge se fait via la formulation de PANHANDLE 'B' (équation 3.5 c)

On calcule la perte de charge tout au long du GZ3, et cela, on effectuant six (06) simulations sur les différents tronçons de la ligne :

- 1ere simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : TD-SC1
(cf. **Figure 3.7**)
- 2eme simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : SC1-SC2
(cf. **Figure 3.8**)
- 3eme simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : SC2-SC3
(cf. **Figure 3.9**)
- 4eme simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : SC3-SC4
(cf. **Figure 3.10**)
- 5eme simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : SC4-SC5
(cf. **Figure 3.11**)
- 6eme simulation : Calcul de la perte de charge dans le tronçon : SC5-TA
(cf. **Figure 3.12**)

Les données de base pour simuler et calculer les pertes de charge via PIPEPHASE sont :

- Le type de gaz qui s'écoule dans la conduite ;
- La densité du gaz en question ;
- La pression de départ ;
- Le débit voulu ;
- Les caractéristiques de la conduite : longueur, diamètre, rugosité, coude en donnant ses paramètres (*D/R*, *angle*, . . .), rétrécissement . . .

Après simulation, on aura la perte de pression dans chaque tronçon du gazoduc comme le montrent les figures suivantes :

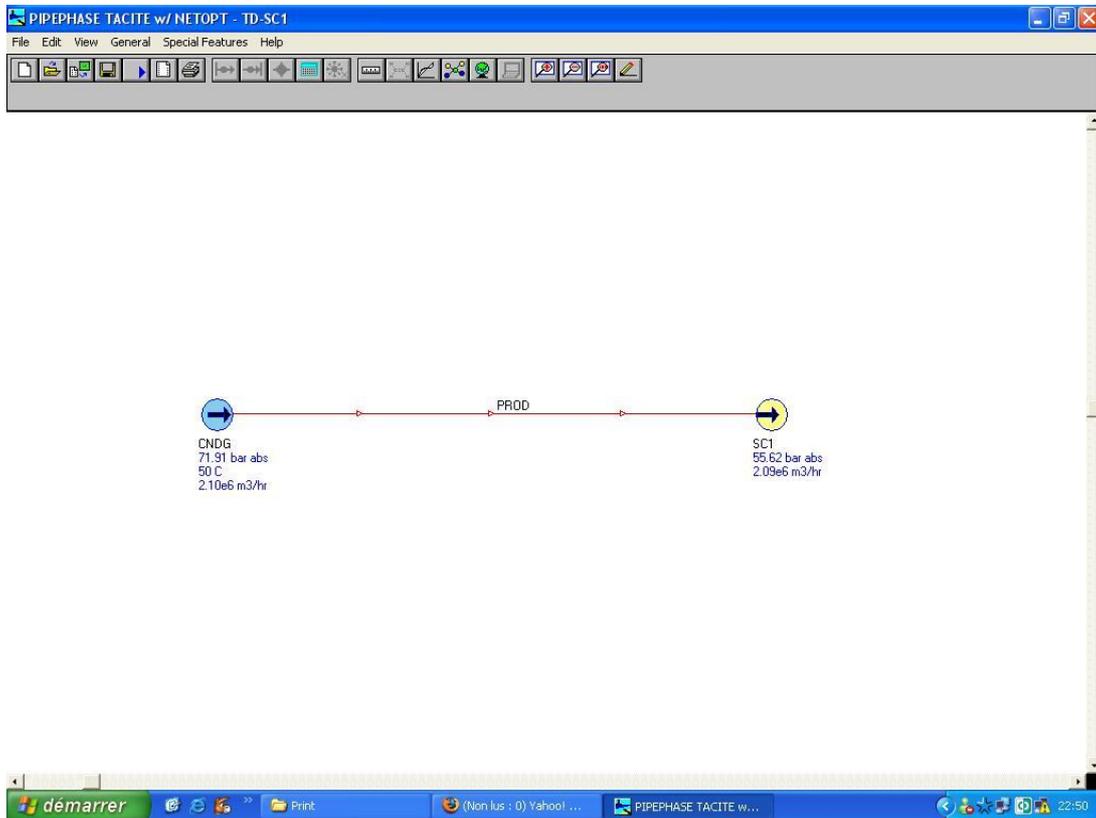


Figure 3.7 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon : TD-SC1

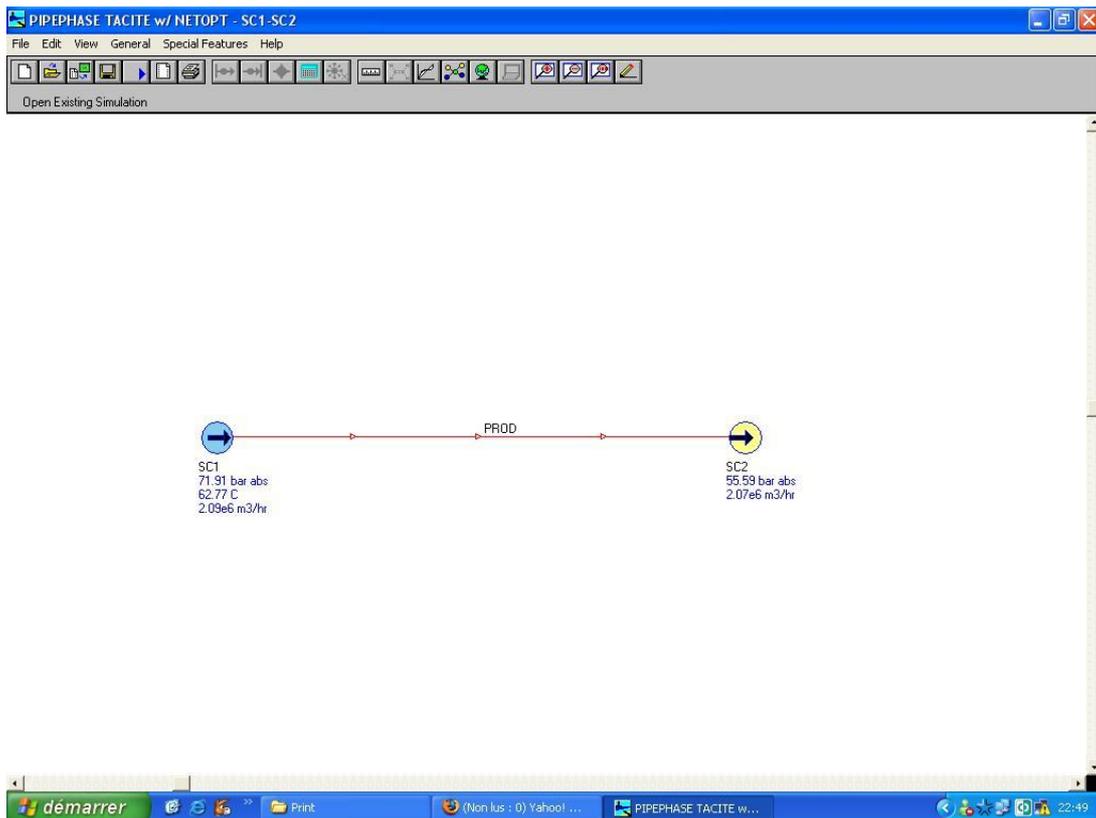


Figure 3.8 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC1-SC2

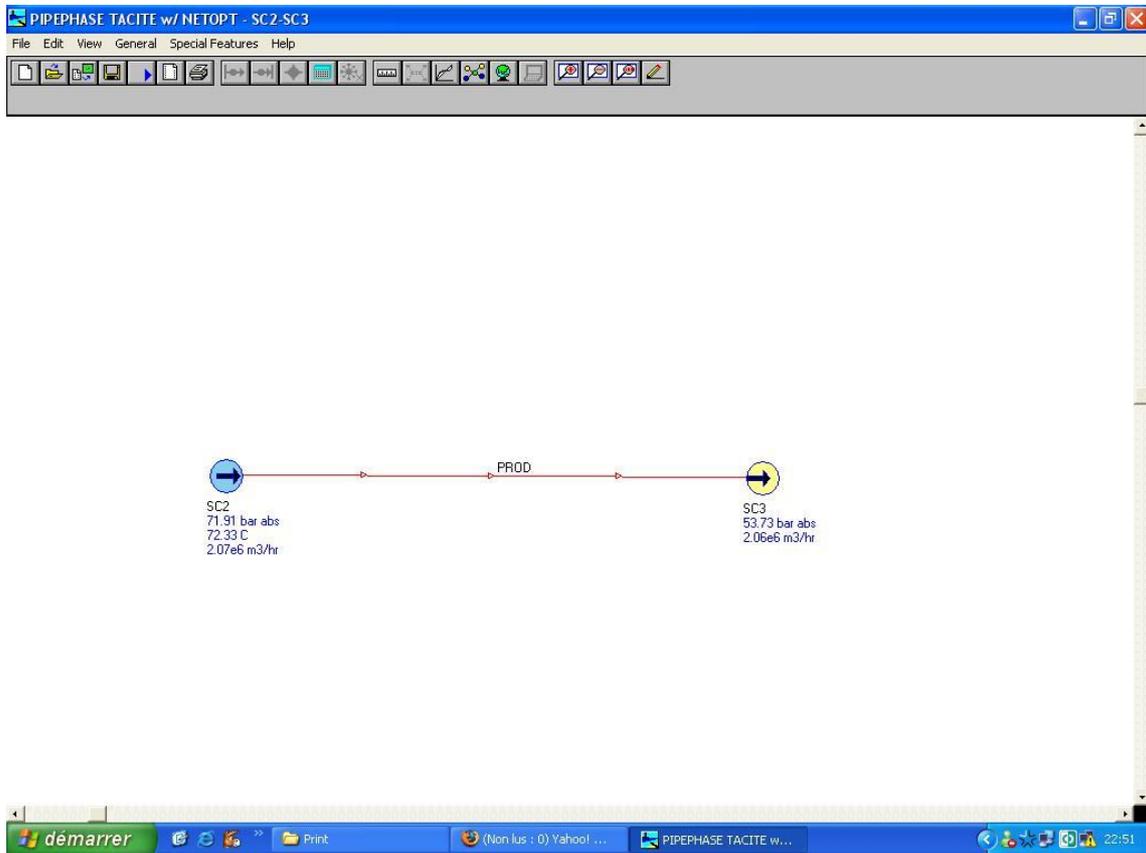


Figure 3.9 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC2-SC3

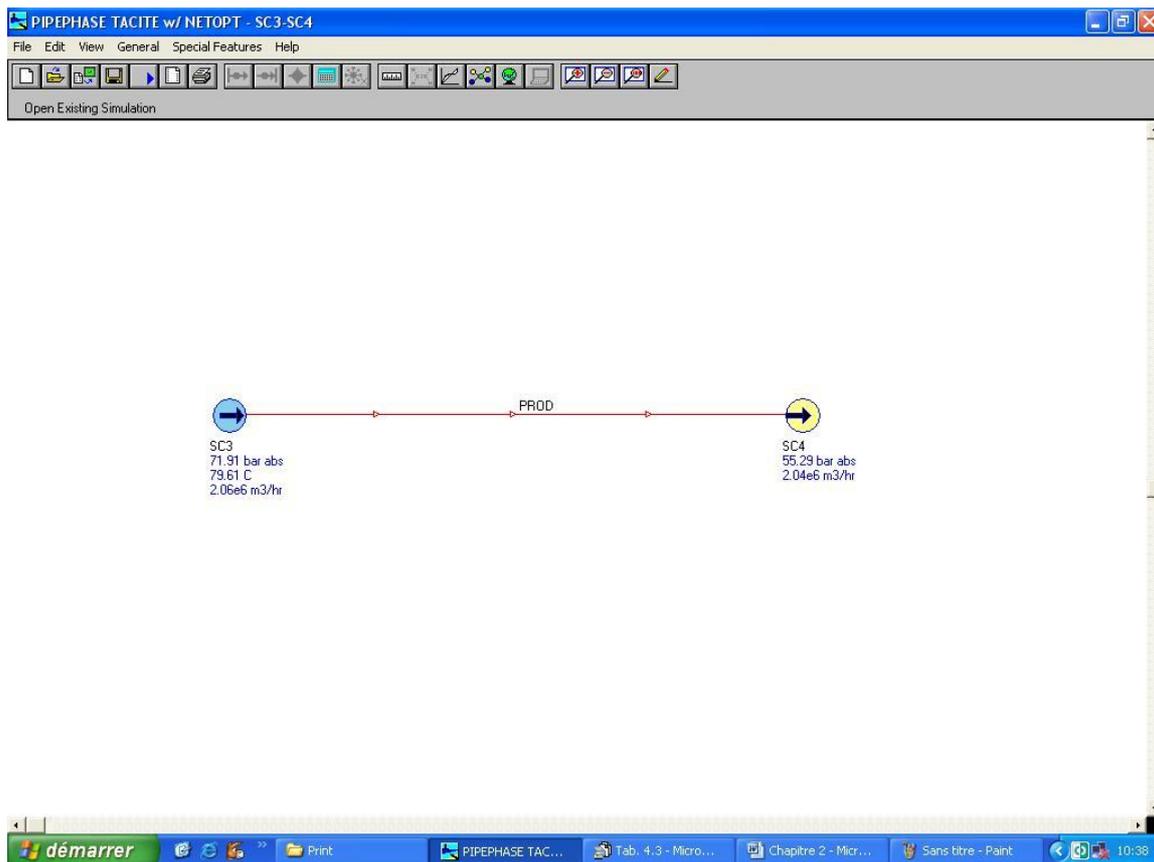


Figure 3.10 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC3-SC4

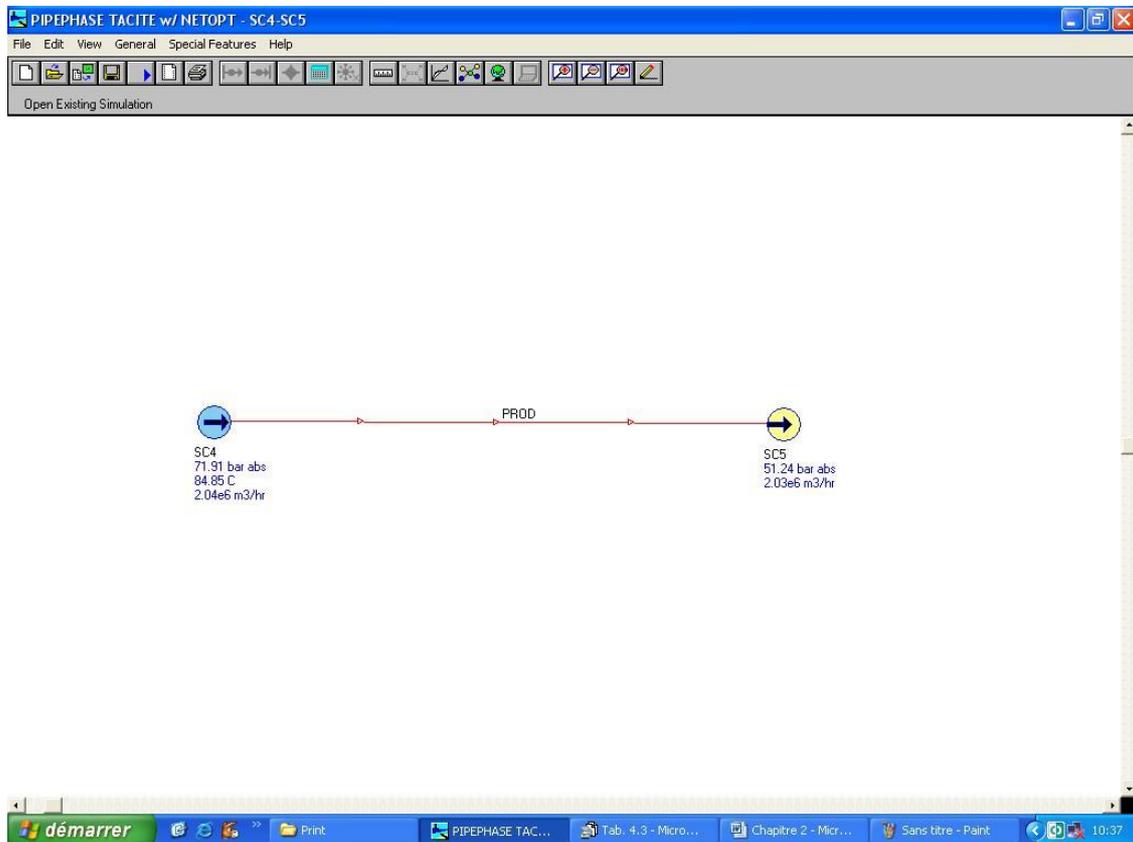


Figure 3.11 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC4-SC5

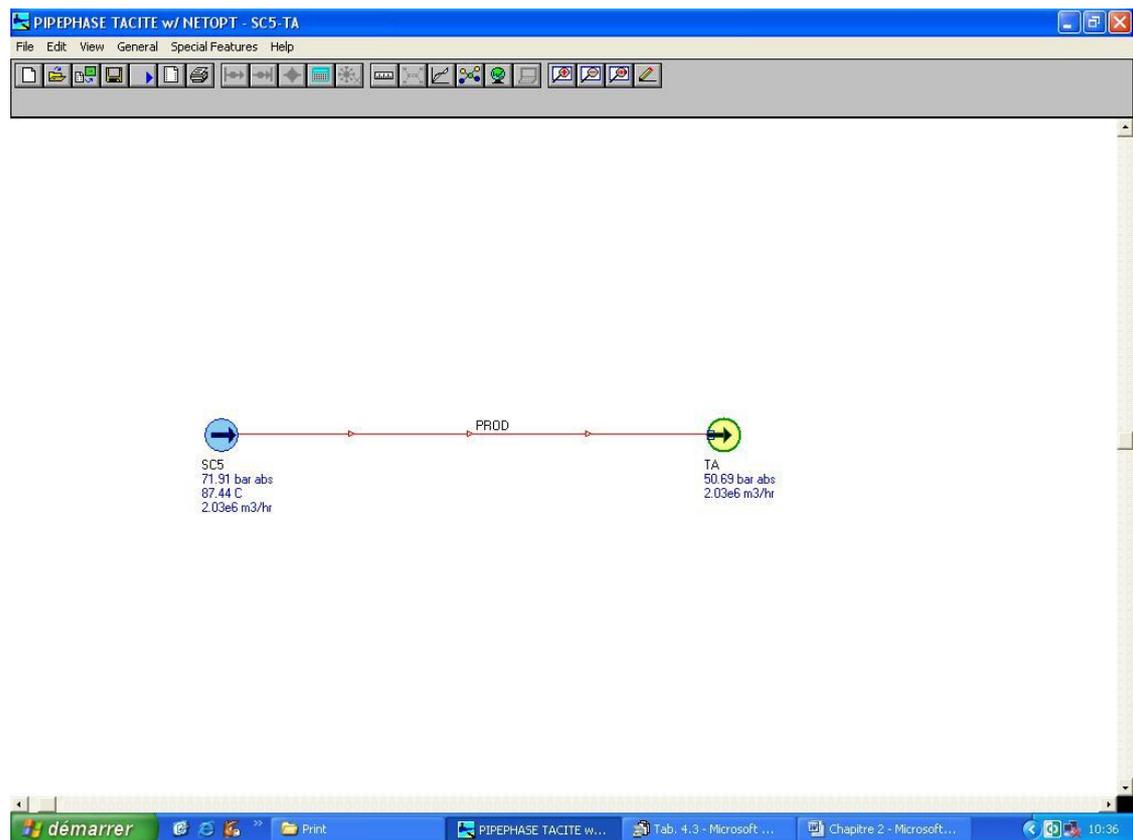


Figure 3.12 : Interface de PIPEPHASE lors du calcul de la perte de pression dans le tronçon SC5-TA

Le tableau ci-dessous récapitule la perte de pression simulée par le logiciel **PIPEPHASE**, dans les différents tronçons de la ligne :

Tableau 3.2 : Tableau récapitulatif des pertes de pressions sur le long du gazoduc

	TD-SC1	SC1-SC2	SC2-SC3	SC3-SC4	SC4-SC5	SC5-TA
Longueur [km]	75	70	82	68	103	102
Diamètre [inch]	42	42	42	42	42	42
ΔP [bar]	16.321	16.316	18.181	16.619	20.672	21.22

Remarque : La rugosité des pipes sera prise constante et égale à : 0.015 [3]

Chapitre 4

Etude Hydro thermique

4.1 Propriétés physiques du gaz de Hassi R'mel

4.2 Propriétés chimiques du gaz de Hassi R'mel

4.3 Température d'aspiration

4.4 Température moyenne

4.5 Température de refoulement

4.6 Pression d'aspiration

4.7 Pression moyenne

4.8 Puissance de compression

4.8.1 Puissance absorbée

4.8.2 Puissance disponible

4.9 Exemple de calcul hydro thermique (Le tronçon : TD – SC1)

Chapitre 4 Etude Hydro thermique

4.1 Propriétés chimiques du gaz de Hassi R'mel

Après traitement sur les lieux de production de Hassi R'mel, la composition chimique du gaz naturel est donnée par le **Tableau 4.1** [3] :

Tableau 4.1 : Composition chimique du gaz de Hassi R'mel [1]

Composants	Symboles	% de la masse molaire	Incertitudes %
Hélium	He	0.19	0.02
Azote	N ₂	5.80	0.20
Gaz carbonique	CO ₂	0.21	0.03
Méthane	C ₁	83.00	0.50
Ethane	CH ₂	7.10	0.25
Propane	CH ₃	2.25	0.10
isoButane	iC ₄	0.40	0.10
normalButane	nC ₄	0.60	0.10
isoPentane	iC ₅	0.12	0.04
normalPentane	nC ₅	0.15	0.04
Héxane et autres	C ₆	0.18	0.05
Total		100	

Le soufre contenu est de l'ordre de 30 mg/Nm³, quant au Hydrogène sulfuré (H₂S) est de quantités négligeables.

4.2 Propriétés physiques

Les propriétés physiques du gaz naturel de Hassi R'mel sont [3] :

La densité par rapport à l'air : $d = 0.66$, la masse moléculaire : $M = 19.1$ g

Les valeurs des pouvoirs calorifiques à 15°C et sous 1 bar sont :

$$PCS = 9500 \text{ kcal/m}^3$$

$$PCI = 8500 \text{ kcal/m}^3$$

On a, à 50°C, le coefficient adiabatique: $\gamma = C_p/C_v = 1.2625$

La chaleur spécifique : $C_p = 0.5$ kcal/kg°C

Le **Tableau 4.2** donne la viscosité dynamique en fonction de la pression :

Tableau 4.2 : La viscosité dynamique en fonction de la pression [3] :

Pression (kgf/m ²)	40	50	60	70	80
μ_0 (mP ₀) à 40°C	118	127.5	127	132	136
μ_0 (mP ₀) à 50°C	126	129	132	135	139

Viscosité cinématique : $\mu = 0.134$ stokes.

Teneur théorique en hydrocarbures : point de rosée = 0°C à 70 bars.

Teneur théorique en H_2O liquide : point de rosée = 0°C à 70 bars.

Coefficient moyen d'écoulement dans le pipe : $E = 0.95$

En supposant que l'écoulement est permanent, et que tous les compresseurs sont en service (03 unités).

La température du flux gazeux = 40°C

Valeurs pseudo critique : $T_{pc} = 202.65 \text{ K} / P_{pc} = 46.5 \text{ kgf/cm}^2$.

Au terminal de départ [3]:

$$T_{max} = 50^{\circ}\text{C} - T_{min} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$\text{PMS} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2$$

Au terminal d'arrivée [3] :

$$P = 44.25 \text{ bars} = 45.13 \text{ kgf/cm}^2 \text{ en été}$$

$$P = 45.44 \text{ bars} = 46.35 \text{ kg/cm}^2 \text{ en hiver}$$

$$\eta_{ad} = 0.8 \text{ (Rendement adiabatique de la compression)}$$

$$\eta_{pol} = 0.8 \text{ (Rendement polytropique de la compression)}$$

4.3 Température d'aspiration

On a la formule suivante (formule de **Khouchov**) [9] :

$$- dt = a.(t - t_e).dx \quad (4.1)$$

$$\text{Avec : } a = \frac{K \cdot \pi \cdot Di}{Q_0 \cdot Cp}$$

a : Coefficient de **Khouchov**

Q_0 : Débit massique du gaz en [T/h]

Di : Diamètre intérieur en [mm]

t_e : température du sol à l'axe du tube en [$^{\circ}\text{C}$]

t : température à une longueur x en [$^{\circ}\text{C}$]

K : coefficient global de transmission de chaleur

En intégrant l'équation ci-dessus sur une longueur x , on obtient :

$$\int_{t_i}^{t_f} -dt = \int_0^x a \cdot (t - t_e) \cdot dx$$

C'est-à-dire :

$$t_f = t_e + (t_i - t_e) \cdot e^{-ax} \quad (4.2)$$

Où : t_f est la température finale en °C à $x = L$, et : t_i est la température initiale en °C à $x = 0$

$$t_f = t_e + (t_i - t_e) \cdot \exp\left[-\frac{K \cdot \pi \cdot Di \cdot L}{Qo \cdot Cp}\right] \quad (4.3)$$

L : étant la longueur du tronçon [km]

Calculons à présent la valeur du coefficient d'échange global : K , en partant de la formule suivante [5] :

$$\frac{1}{K} = \frac{Dim \cdot e_{is}}{di \cdot \lambda_{is}} + \frac{Dim}{\alpha \cdot de} \quad (4.4)$$

D_i : Diamètre intérieur (en m)

d_i : Diamètre intérieur de l'isolant (en m)

d_e : Diamètre extérieur de l'isolant (en m)

e_{is} : Epaisseur de l'isolant

λ_{is} : Conductivité thermique

Avec :

$$\alpha = \frac{2 \cdot \lambda_{sol}}{de \cdot Ln \frac{4 \cdot H}{de}} \quad (4.5)$$

λ_{sol} : Conductivité du sol

H : Couverture rapportée au niveau de l'axe du tube = 1.1 m

Prenons comme hypothèses les conditions en été :

$$t_e = 25^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{sol} = 1.5 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{is} = 0.03 \text{ kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$Cp = 0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$Dim = \text{Diamètre intérieur moyen} = 1.042 \text{ m} = 40''$$

$$d_i = D_e = \text{Diamètre extérieur du tube} = 1.067 \text{ m} = 42''$$

Epaisseur de l'enrobage = 5mm

$$de = 1.067 + 2 \cdot (0.005) = 1.077 \text{ m}$$

Application numérique :

$$\alpha = 1.979 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\text{Alors : } \frac{1}{K} = \frac{1.042 \cdot (0.005)}{1.067 \cdot (0.03)} + \frac{(1.042)}{(1.979) \cdot (1.077)} \Rightarrow K = 1.53 \text{ kcal/m}^2$$

L'expression de a se simplifie alors en :

$$a = \frac{1.53 \cdot \pi \cdot Di}{Q_o \cdot (0.5)} = 9.61 \cdot \frac{Di}{Q_o}$$

$$\text{Ainsi : } t_f = t_e + \frac{ti - te}{\exp\left(\frac{9.61 \cdot Di \cdot L}{Q_o}\right)} \quad (4.6)$$

4.4 Température moyenne

T_m étant la température moyenne dans un tronçon [9]:

$$Tm = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \left[te + \frac{(ti - te)}{\exp(a \cdot x)} \right] \cdot dx = te + \left[\frac{(ti - te)}{a \cdot L} \right] \cdot (1 - \exp(-a \cdot L)) \quad (4.7)$$

$$\text{D'où : } Tm = te + \frac{ti - tf}{a \cdot L} \quad (4.8)$$

La température dans un gazoduc est variable, elle baisse au fur et à mesure du transfert de chaleur entre le gaz véhiculé et le milieu ambiant (dans notre cas c'est le sol) ; Donc, l'écoulement n'est pas isotherme.

Ce transfert se caractérise par une variation de température due à l'effet : Joule Thomson, et au transfert par convection.

L'équation de conservation d'énergie est donnée par [9] :

$$\partial \left(\frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{k \cdot \pi \cdot Di}{Q_o \cdot Cp} \cdot (Te - Ti) \quad (4.9)$$

Ti : Température initiale

Te : Température du sol

$\partial \frac{\partial P}{\partial x}$: Variation de la température à l'effet Joule Thomson (cf. **Annexe C**)

$\frac{\partial T}{\partial x}$: Variation de la température due au transfert par convection

$\partial \frac{dT}{dP}$: Coefficient de Joule Thomson caractérisant l'abaissement de la température suite à la diminution de la pression le long du tronçon.

En multipliant l'équation (4.9) par : $(Q_o \cdot Cp) \cdot dx$, on obtient :

$$\delta dP \cdot Q_o \cdot Cp + Q_o \cdot Cp \cdot dT = k \cdot \pi \cdot Di \cdot (Te - Ti) \cdot dx \quad (4.9.a)$$

Avec :
$$\delta = \frac{dT}{dP} \Rightarrow Q_o \cdot C_p \cdot dT = \delta \cdot dP \cdot Q_o \cdot C_p$$

Posons : $J = \frac{dT}{dx}$ On obtiendra : $dT = J \cdot dx$

Donc : (4.2) $\Rightarrow Q_o \cdot C_p \cdot dT = Q_o \cdot C_p \cdot J \cdot dx$

Alors : $\delta \cdot Q_o \cdot C_p \cdot dP = Q_o \cdot C_p \cdot J \cdot dx$

Dans ce cas là : (4.1) $\Rightarrow Q_o \cdot C_p \cdot J \cdot dx + Q_o \cdot C_p \cdot dT = k \cdot \pi \cdot Di \cdot (T_e - T_i) \cdot dx$

Si : $T(0) = T_i$, par intégration par rapport à la variation de température en fonction de la distance considérée, on aura :

$$T(x) = T_e + (T_i - T_e) \cdot \exp\left[-\frac{k \cdot \pi \cdot Di \cdot x}{Q_o \cdot C_p}\right] - J \cdot \frac{Q_o \cdot C_p}{k \cdot \pi \cdot Di} \cdot [1 - \exp\left(-\frac{k \cdot \pi \cdot Di \cdot x}{Q_o \cdot C_p}\right)] \quad (4.10)$$

C'est une équation de la forme : $T(x) = a + b + e^{-cx}$

Tous les termes sont positifs ou nuls :

Par analogie avec l'expression de : $T(x)$, on pose : $T(0) = T_i$; et : $T(L) = T_f$

Calculons les limites de $T(x)$ dans le domaine : $[0 ; +\infty [$

$$\lim_{(x \rightarrow 0)} T(x) = a + b$$

$$\lim_{(x \rightarrow L)} T(x) = a + b \cdot e^{-cL}$$

$$\lim_{(x \rightarrow +\infty)} T(x) = a$$

On représentera le profil de température sur la **Figure 4.1** :

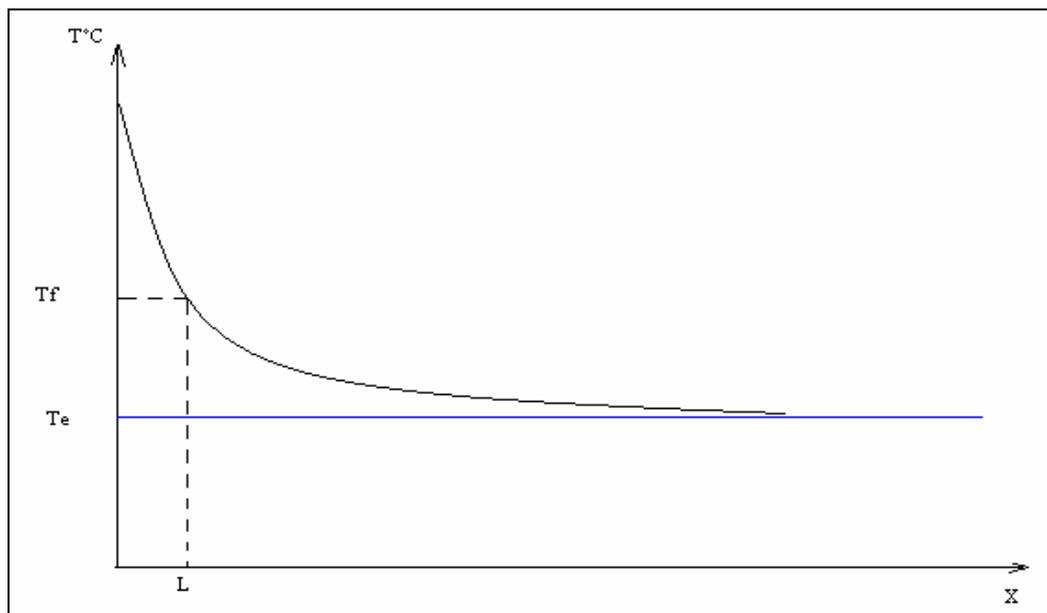


Figure 4.1 : Profil de la température moyenne en fonction de la longueur du tronçon
A l'infini, la température du gaz tend vers celle du sol :

$$\lim_{(x \rightarrow +\infty)} T(x) = a = T_e$$

$$\lim_{(x \rightarrow 0)} T(x) = a + b = T_i$$

$$\lim_{(x \rightarrow L)} T(x) = a + b \cdot e^{-cL} = T_f$$

$$\text{On obtient : } T_e = a \quad (1)$$

$$T_i = a + b \quad (2)$$

$$T_f = a + b \cdot e^{-cL} \quad (3)$$

$$(2) \rightarrow b = T_i - a = T_i - T_e, \text{ en la remplaçant dans (3) : } c = \frac{1}{L} \cdot \text{Ln} \left[\frac{(T_i - T_e)}{(T_f - T_e)} \right]$$

Finalemment :

$$T_m = T_e + [(T_i - T_e) \cdot \text{Ln} \left(\frac{T_i - T_e}{T_f - T_e} \right)] \cdot \left[1 - \left(\frac{T_f - T_e}{T_i - T_e} \right) \right] \quad (4.11)$$

4.5 Température de refoulement

Dans la station de compression, le gaz se comprime et se réchauffe, et sa température augmente de : ΔT , qui est donnée par la relation [9] :

$$\Delta T = \frac{T_{asp}}{\gamma_d} \cdot (r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (4.12)$$

Toutes les stations de compression refoulent le gaz à la même pression qui est la pression au terminal de départ de Hassi R'mel considérée comme la PMS ; Le taux de compression sera en fonction de la pression d'aspiration de la station :

$$r = \frac{PMS}{P_{asp}} = \frac{7191}{P_{asp}} \quad (4.13)$$

$$T_{ref} = T_{asp} + \Delta T \quad (4.14)$$

4.6 Pression d'aspiration

Pour le calcul des pertes de charge dans le gazoduc, la formule de **Newpanhandel** nous donne [9] :

$$\Delta P^2 = P_a^2 - P_b^2 = 22100 \cdot \sigma \cdot L \cdot \frac{Q^{1.96}}{D_i^{4.96}} \quad (4.15)$$

P_a : Pression au refoulement en kgf/cm^2 ;

P_b : Pression à l'aspiration en kgf/cm^2 ;

L : Longueur du tronçon en km ;

Q : Débit du gaz dans le tronçon en Nm^3/h ;

D_i : Diamètre intérieur équivalent de la conduite en mm ;

σ : Densité fictive.

$$\sigma = d \cdot \left(\frac{v^{0.04}}{0.16} \right) \cdot Z_m \cdot \frac{T_m}{288} \cdot \frac{0.85^{1.96}}{E} \quad (4.16)$$

- d : Densité relative du gaz = 0.66 ;
 ν : Viscosité cinématique du gaz = 0.134 stokes ;
 E : Coefficient d'écoulement moyen dans le pipe = 0.95 ;
 Z_m : Facteur de compressibilité du gaz dans le tronçon ;
 T_m : Température moyenne dans le tronçon en km ;

En remplaçant les valeurs ci-dessus, on obtient la relation réduite de σ :

$$\sigma = 0.001802 \cdot Z_m \cdot T_m \quad (4.17)$$

La formule de **Newpanhandel** devient [9] :

$$\Delta P^2 = P_a^2 - P_b^2 = 39.83 \cdot Z_m \cdot T_m \cdot L \cdot \left(\frac{Q}{D_i^{4.96}} \right) \quad (4.18)$$

La pression d'aspiration prendra ainsi la forme :

$$P_b = \left[P_a^2 - 39.83 \cdot Z_m \cdot T_m \cdot L \cdot \frac{Q^{1.96}}{D_i^{4.96}} \right]^{0.5} \quad (4.19)$$

A ce niveau, on a toutes les données sauf Z_m qui est déterminée par itération

Généralement : $Z_m = 0.9$

Procédé : On fixe Z_m à 0.9 et on calcule la pression d'aspiration : P_b , ensuite on tire P_m , la pression moyenne dans le tronçon d'après la formule suivante que l'on démontrera plus loin :

$$P_m = \frac{2}{3} \cdot \left[P_a + P_b - \frac{(P_a \cdot P_b)}{P_a + P_b} \right] \quad (4.20)$$

En fonction de T_m et P_m on tire de l'abaque du facteur de compressibilité du gaz de Hassi R'mel (cf. **Figure 4.2**), le facteur $Z'm$, tel que :

$$Pr = \frac{P_m}{P_{pc}} ; Tr = \frac{T_m}{T_{pc}}$$

Pr : Pression réduite ;

Tr : Température réduite ;

Si : $Z'm = Z_m$, on retient la pression P_b déjà calculée

Si : $Z'm \neq Z_m$, on refait le calcul avec $Z'm$ et on obtient $Z''m$.

On continue l'itération jusqu'à ce qu'un : Z_m coïncide avec son prédécesseur. Une fois P_b fixée, on procède à sa correction.

La pression d'aspiration corrigée P_{bc} serait :

$$P_{bc} = (P_b^2 \pm H P_m^2)^{0.5} \quad (4.21)$$

H : étant un facteur de correction

$$H = \frac{0.0683 \cdot d \cdot \Delta H}{T_m \cdot Z_m} = \frac{0.045078 \cdot \Delta H}{T_m \cdot Z_m} \quad (4.22)$$

$$\text{D'où :} \quad Pbc = [Pb^2 \pm (\frac{0.045078 \Delta H}{T_m \cdot Z_m}) \cdot Pm^2]^{0.5} \quad (4.23)$$

ΔH : Différence d'altitude entre deux points a et b de la conduite (en mètres)

Si le gazoduc suit une descente entre a et b , donc : ΔH prend une valeur positive, de même que H , ce qui augmentera la pression d'aspiration. Par contre, si le gazoduc est en montée entre a et b , ΔH sera négative et H le sera aussi ; Ce qui diminuera automatiquement la pression d'aspiration.

4.7 Pression moyenne

La variation de la pression le long de la conduite se présente sous la forme :

$$P^2(x) = -a \cdot x + b, \text{ ce qui donne : } P^2(0) = b = Pa^2 \text{ alors : } b = Pa^2$$

$$P^2(L) = -a \cdot L + b = Pb^2, \text{ alors : } a = (Pa^2 - Pb^2)/L$$

La pression moyenne dans une conduite de longueur L :

$$Pm = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L P(x) \cdot dx = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L (-a \cdot x + b)^{\frac{1}{2}} \cdot dx \quad (4.24)$$

Changement de variable : $u = -a \cdot x + b$

$$du = -a \cdot dx \Rightarrow dx = -\frac{du}{a}$$

$$x = 0 ; u = b$$

$$x = L ; u = -a \cdot L + b$$

$$\text{Alors :} \quad Pm = \frac{1}{L} \cdot \int_b^{-aL+b} -(\frac{\sqrt{u}}{a}) \cdot du = -\frac{1}{a \cdot L} \cdot [\frac{u^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}}] \quad (4.25)$$

En remplaçant la valeur de u , on a :

$$Pm = -\frac{2}{3} \cdot a \cdot L \cdot [(-a \cdot L + b)^{\frac{3}{2}} - b^{\frac{3}{2}}]$$

$$\Rightarrow Pm = \frac{2}{3} \cdot [Pa + Pb - \frac{(Pa \cdot Pb)}{Pa + Pb}] \quad (4.25.a)$$

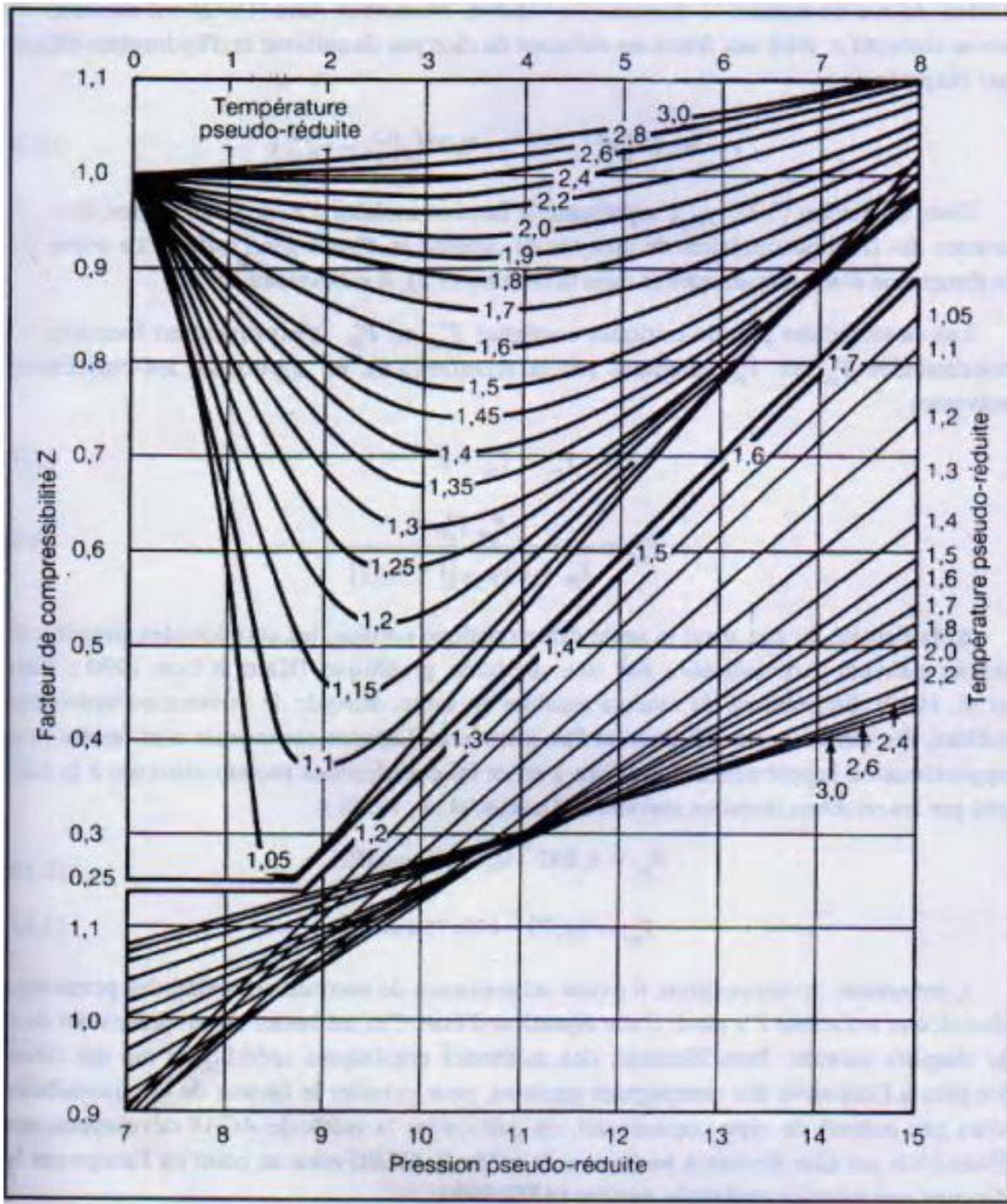


Figure 4.2 : Détermination du facteur de compressibilité en fonction des coordonnées

Pseudo-réduites P_R et $T_R[1]$

Standing & Katz, 1942.

4.8 Puissance de compression

4.8.1 Puissance absorbée

La puissance absorbée, est donnée par [9] :

$$P_{abs} = 1621 \cdot Q_{vo} \cdot \frac{T_2}{T_1} \cdot Z_m \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot \left(r^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_p}} - 1\right) \cdot C \quad (4.26)$$

P_{abs} : Puissance absorbée en chevaux (CV)

Q_{vo} : Débit en millions de Nm³/jour (dans les conditions : 0°C, 1.013 bar)

T_0 : $T_{reference} = 273$ K

T_2 : Température à l'aspiration en K

γ : Coefficient adiabatique

r : Taux de compression = $\frac{PMS}{Pasp}$

$\eta_p = 0.8$ (Rendement polytropique)

C : Coefficient pour entraînement des auxiliaires = 1.02

Z_m : Facteur de compressibilité moyen (entre l'aspiration et le refoulement)

Or : $Z_m = (Z_{asp} + Z_{ref})/2$

4.8.2 Puissance disponible

Pour les puissances de compression disponible, il faut tenir compte de la variation des paramètres (altitude et température), qui présentent une perte en puissance de la turbine en fonction de l'altitude de la station considérée et de la température ambiante du site.

Cette perte est donnée par :

ΔH : Différence d'altitude de l'altitude.

ΔT : Différence de la température.

(- 0.4 % de la puissance pour 100 m d'altitude par rapport à l'altitude de référence : 0 m)

(- 1 % pour 1°C de température au dessus de celle de référence : 15°C)

La puissance disponible au niveau de la station de compression sera donnée par :

$$P_{dis} = P_{stdr} / (1 + \Delta H + \Delta T)$$

Or :

$$\Delta H = \frac{0.4}{100} \cdot \frac{H}{100}$$

$$\Delta T = \frac{T}{100} \quad ; \text{ Tel que : } T = T_{gaz} - T_{ambiante}$$

P_{stdr} : Puissance standard de la turbine (dans les conditions : 0°C ; 0 m).

H : Altitude de la station par rapport au niveau de la mer.

T_{gaz} : Température moyenne du gaz au niveau de la station (entre aspiration et refoulement).

$T_{ambiante}$: Température ambiante au niveau de la station.

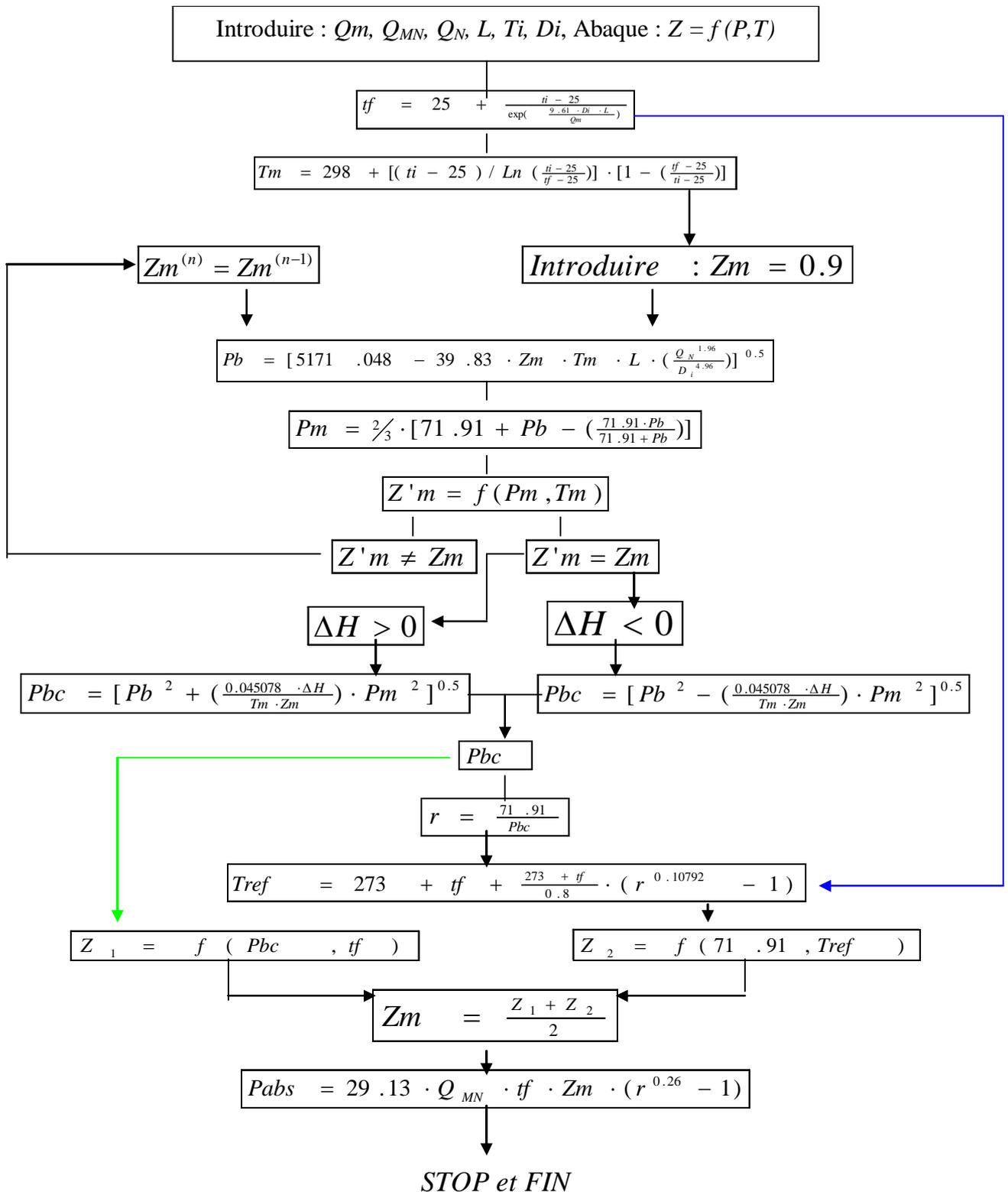


Figure 4.3 : Organigramme du calcul Hydro thermique

4.9 Exemple de calcul hydro thermique (Le tronçon : TD – SC1)

Dans ce calcul, nous allons nous placer dans les conditions les plus défavorables (conditions été). Le débit dans ce calcul hydro thermique correspond au débit maximal que peut supporter la canalisation (2.100.000 sm³/h)

La valeur de Z_m est estimée au 1/1000^{eme} près sur l'abaque du facteur de compressibilité du gaz de Hassi R'mel.

Toutes les stations refoulent à la même pression, considérée comme la PMS, et qui est la pression de refoulement à Hassi R'mel (CNDG-TD), $P_{ref} = 70.5 \text{ bar} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2$.

La pression au terminal d'arrivée (Arzew) doit être supérieure ou égale à : 45.13 kgf/cm² en été.

La consommation d'une station est estimée à : 14950 sm³/h en plein régime.

1. Température d'aspiration :

$$T_{asp} = 25 + (50 - 25) \cdot \exp\left[\frac{-(9.61) \cdot (1.04318) \cdot (75)}{1697.36328}\right]$$

Donc : $T_{asp} = 41.05^\circ\text{C} = 314.05 \text{ K}$

2. Température moyenne :

$$T_m = 25 + [(50 - 25) / \ln\left(\frac{50-25}{T_{asp}-25}\right)] \cdot \left[1 - \frac{T_{asp}-25}{50-25}\right]$$

Donc : $T_m = 45.2^\circ\text{C} = 318.2 \text{ K}$

3. Pression d'aspiration

$$P_{asp} = [5171.048 - 39.83 \cdot Z_m \cdot 318.2 \cdot 75 \cdot \frac{(1990625)^{1.96}}{(1043.18)^{4.96}}]^{0.5}$$

Pour : $Z_m = 0.9$, on a : $P_{asp} = 55.959 \text{ kgf/cm}^2$

$$P_m = \frac{2}{3} \cdot [71.91 + 55.959 - \frac{(71.91) \cdot (55.959)}{71.91 + 55.959}]$$

Donc : $P_m = 64.266 \text{ kgf/cm}^2$

(Pr ; Tr) = (64.266/46.5 ; 318.2/202.63)

De l'abaque, on peut tirer la valeur de $Z'm = 0.89 \neq 0.9$

Première itération : en réinjectant $Z'm$ dans la formule de P_{asp} , ce qui donne :

$$Pasp = 56.161 \text{ kg/cm}^2 ; Pm = 64.358 \text{ kg/cm}^2$$

(Pr ; Tr) = (64.358/46.5 ; 318.2/202.63), toujours de l'abaque, on tient : $Z'm = 0.89$

$$Z''m = Z'm = 0.89$$

$$Paspc = [(56.161)^2 - \frac{(0.045078) \cdot (97) \cdot (64) \cdot (358)^2}{(0.89) \cdot (318.2)}]^{0.5} \Rightarrow Paspc = 55.589 \text{ kgf/cm}^2$$

$$r = 71.91/55.589 \text{ donc : } r = 1.294$$

4. Température de refoulement

$$Tref = 41.05 + 273 + \frac{314.05}{0.8} \cdot (1.294^{0.20792} - 1)$$

$$\text{Donc : } Tref = 62.77 \text{ }^\circ\text{C} = 335.77 \text{ K}$$

5. Puissance absorbée par le compresseur

Calculons le coefficient de compressibilité de la station :

$$Zasp = f(55.589/46.5 ; 314.05/202.63) ; \text{ Donc de l'abaque, on tire : } Zasp = 0.898$$

$$Zref = f(71.91/46.5 ; 335.77/202.63) ; \text{ Donc de l'abaque, on tire : } Zref = 0.908$$

$$\text{D'où : } Zm = (Zasp + Zref)/2 = 0.903$$

$$\text{On obtient alors : } Pabs = (29.14) \cdot (318.2) \cdot (0.903) \cdot (47.7750) \cdot (1.294^{0.26} - 1)$$

$$\text{Donc : } Pabs = 27322 \text{ CV ; Or : il y a trois (03) unités, d'où :}$$

$$Pabs(1u) = 9107 \text{ CV}$$

6. Puissance disponible

$$Pstdr = 14600 \text{ CV} \quad H = 853 \text{ m} \quad Tambiant = 40^\circ\text{C}$$

$$Tgaz = (62.77 + 41.05)/2 = 51.91 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = (51.91 - 40)/100 = 0.1191$$

$$\Delta L = (0.004) \cdot (8.53) = 0.03412$$

$$\text{Alors } Pdis(1u) = 14600/1.15322 = 12660 \text{ cv}$$

(1u) : Une unité

On appliquera la même démarche de calcul pour les autres tronçons avec différents débits, en se basant sur l'organigramme précédent. Les résultats obtenus sont donnés par les tableaux : **4.3**, **4.4**, **4.5**, et les tableaux : **4.6**, **4.7** donnent les résultats de l'étude hydro thermique effectuée par les deux bureaux d'études : **SADEMI** et **ALEIP**, respectivement.

Tableau 4.3 : Etude Hydro thermique
Conditions été
Debit : 2.100.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	Qv(sm ³ /h)	2.100.000	2.085.050	2.070.100	2.055.150	2.040.200	2.025.250	2.025.250
	Qv(Nm ³ /h)	1.990.625	1.976.454	1.962.282	1.948.111	1.933.940	1.919.768	1.919.768
	Qv(t/h)	1697,363	1685,279	1673,196	1661,113	1649,029	1636,945	1636,945
	Qv(MNm ³ /h)	47,775	47,435	47,095	46,755	46,415	46,074	46,074
Pressions	Pasp (bars)		55,589	55,594	53,729	55,291	51,238	50,69
	Pref (bars)	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	
Températures	Tasp (°C)		41,05	49,91	53,9	61,24	57,07	58,58
	Tref (°C)	50	62,77	72,33	79,61	84,85	87,44	
Puissances	P (cv)		9107	9387	10804	9926	12732	
	P. Dispo. (cv)		12660	11661	11180	10214	10483	

Tableau 4.4 : Etude Hydro thermique
Conditions été
Debit : 2.000.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	Qv(sm ³ /h)	2000000	1985050	1970100	1955150	1940200	1925250	1925250
	Qv(Nm ³ /h)	1895833,33	1881662	1867491	1853319	1839148	1824977	1824977
	Qv(t/h)	1616,53646	1604,45285	1592,3692	1580,2856	1568,202	1556,1184	1556,1184
	Qv(MNm ³ /h)	45,5	45,1598875	44,819775	44,4796625	44,13955	43,7994375	43,799438
Pressions	Pasp (bars)		57,044	57,392	56,271	57,455	55,412	54,979
	Pref (bars)	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	
Températures	Tasp (°C)		40,7	47,7	50,09	55,11	50,84	50,27
	Tref (°C)	50	60,15	67,05	71,34	74,81	73,53	
Puissances	P (cv)		7725	7686	8425	7775	8871	
	P. Dispo. (cv)		12660	11661	11180	10214	10483	

Tableau 4.5 : Etude Hydro thermique
Conditions été
Debit : 1.850.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	Qv(sm ³ /h)	1850000	1835050	1820100	1805150	1790200	1775250	1775250
	Qv(Nm ³ /h)	1753645,83	1739474	1725303	1711132	1696960	1682789	1682789
	Qv(t/h)	1495,29622	1483,21261	1471,129	1459,0454	1446,9618	1434,8782	1434,8782
	Qv(MNm ³ /h)	42,0875	41,7473875	41,407275	41,0671625	40,72705	40,3869375	40,386938
Pressions	Pasp (bars)		59,297	59,619	59,109	59,765	59,409	58,936
	Pref (bars)	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	
Températures	Tasp (°C)		40,12	44,45	45,18	48,07	44,09	42,36
	Tref (°C)	50	56,21	60,28	61,8	63,88	60,22	
Puissances	P (cv)		5890	5771	6021	5697	5746	
	P. Dispo. (cv)		12660	11661	11180	10214	10483	

Tableau 4.6 : Resultats de l'etude Hydro thermique
Conditions été (Par : " SADELMI ")
Debit : 1.985.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	Qv(sm ³ /h)	1985000	1970050	1955100	1940150	1925200	1910250	1910250
	Qv(Nm ³ /h)	1881614,58	1867443	1853272	1839101	1824929	1810758	1810758
	Qv(t/h)	1604,41243	1592,32883	1580,2452	1568,1616	1556,078	1543,9944	1543,9944
	Qv(MNm ³ /h)	45,1588	44,8186375	44,47852	44,1384125	43,7983	43,4581875	43,458188
Pressions	Pasp (bars)		53,77	55,3	53,07	54,06	51,05	49,31
	Pref (bars)	71,91	73,35	73,35	73,35	73,35	73,35	
Températures	Tasp (°C)		32	37,2	38	41	37	36
	Tref (°C)	50	54,5	60,5	64,9	66,6	67,2	
Puissances	P (cv)		9677	9029	10409	9865	11565	
	P. Dispo. (cv)		10963	10710	11353	10976	12004	

Tableau 4.7 : Resultats de l'etude Hydro thermique
 Conditions été (Par : " ALEIP ")
 Debit : 1.970.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	<i>Qv(sm³/h)</i>	1970000	1955050	1940100	1925150	1910200	1895250	1895250
	<i>Qv(Nm³/h)</i>	1867395,83	1853224	1839053	1824882	1810710	1796539	1796539
	<i>Qv(t/h)</i>	1592,28841	1580,2048	1568,1212	1556,0376	1543,954	1531,8704	1531,8704
	<i>Qv(MNm³/h)</i>	44,8175	44,4773875	44,137275	43,7971625	43,45705	43,1169375	43,116938
Pressions	<i>Pasp (bars)</i>		51,74	52	52,59	52,5	52,48	45,93
	<i>Pref (bars)</i>	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	
Températures	<i>Tasp (°C)</i>		33	39,79	43,4	46,19	44,13	36,39
	<i>Tref (°C)</i>	50	60,45	67,4	70,31	73,5	71,3	
Puissances	<i>P (cv)</i>		10615	10670	10362	10478	10323	
	<i>P. Dispo. (cv)</i>		10843	10520	10685	10698	11680	

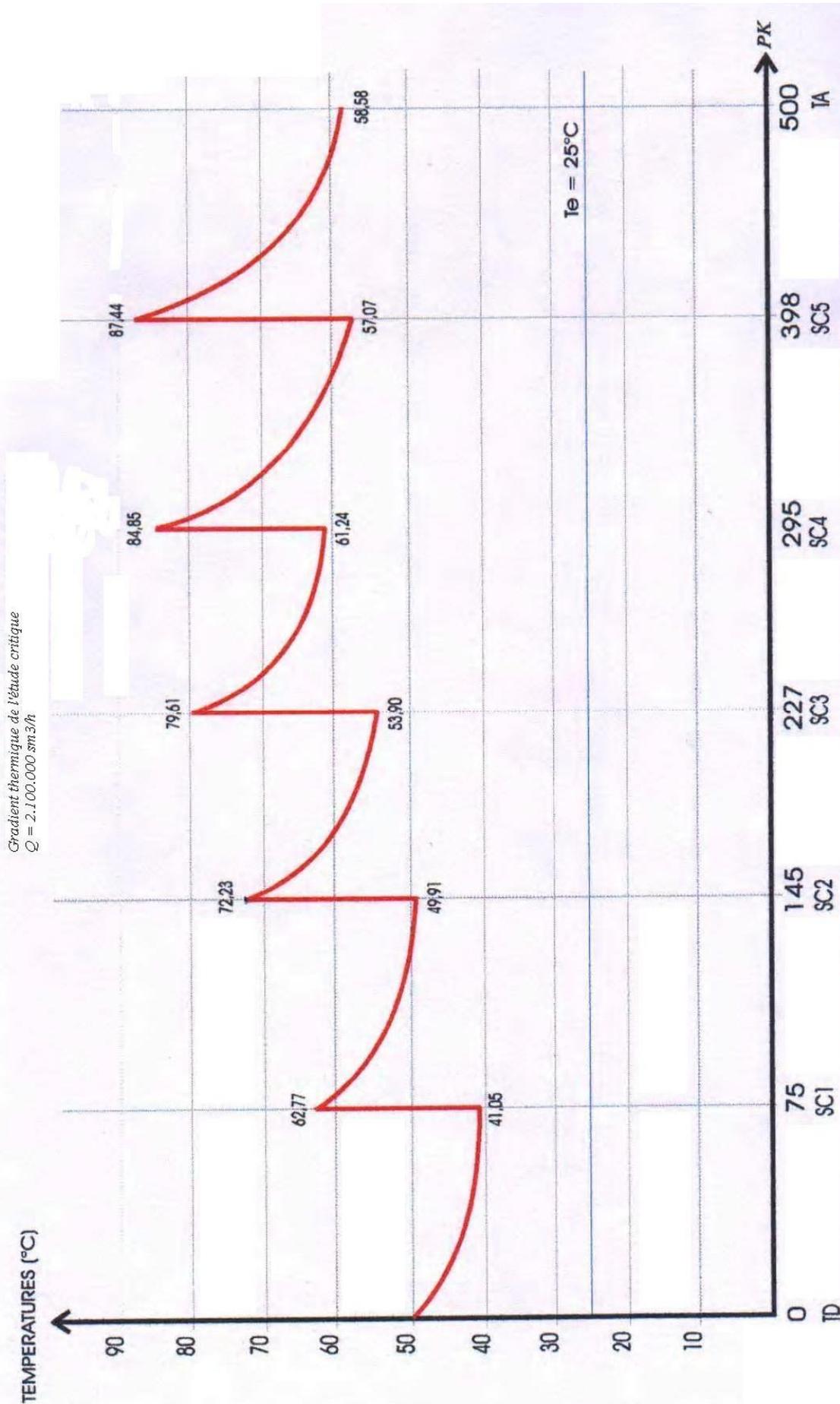


Figure 4.4 : Gradient thermique de l'étude critique

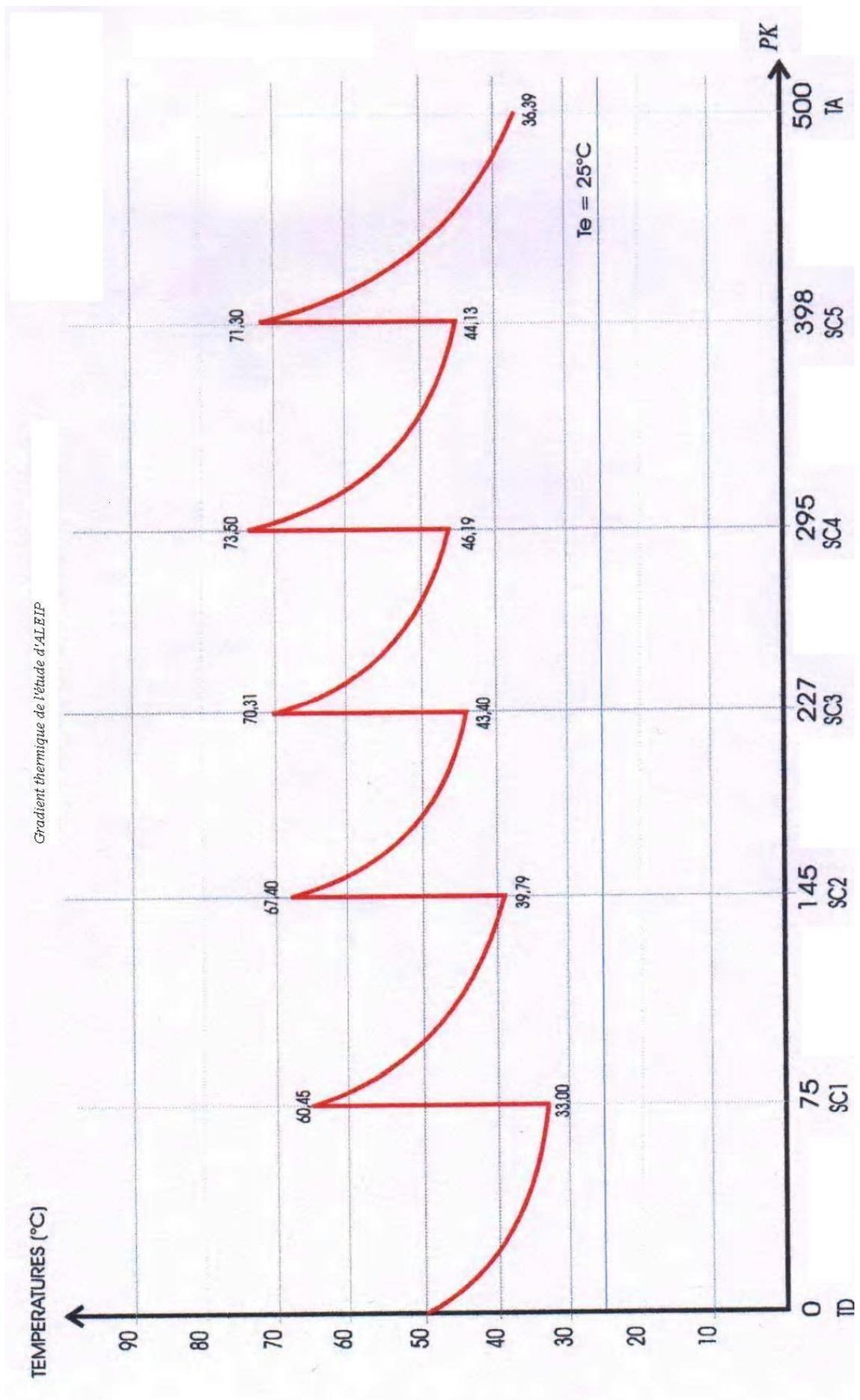


Figure 4.5 : Gradient thermique du bureau d'étude « ALEIP » [3]

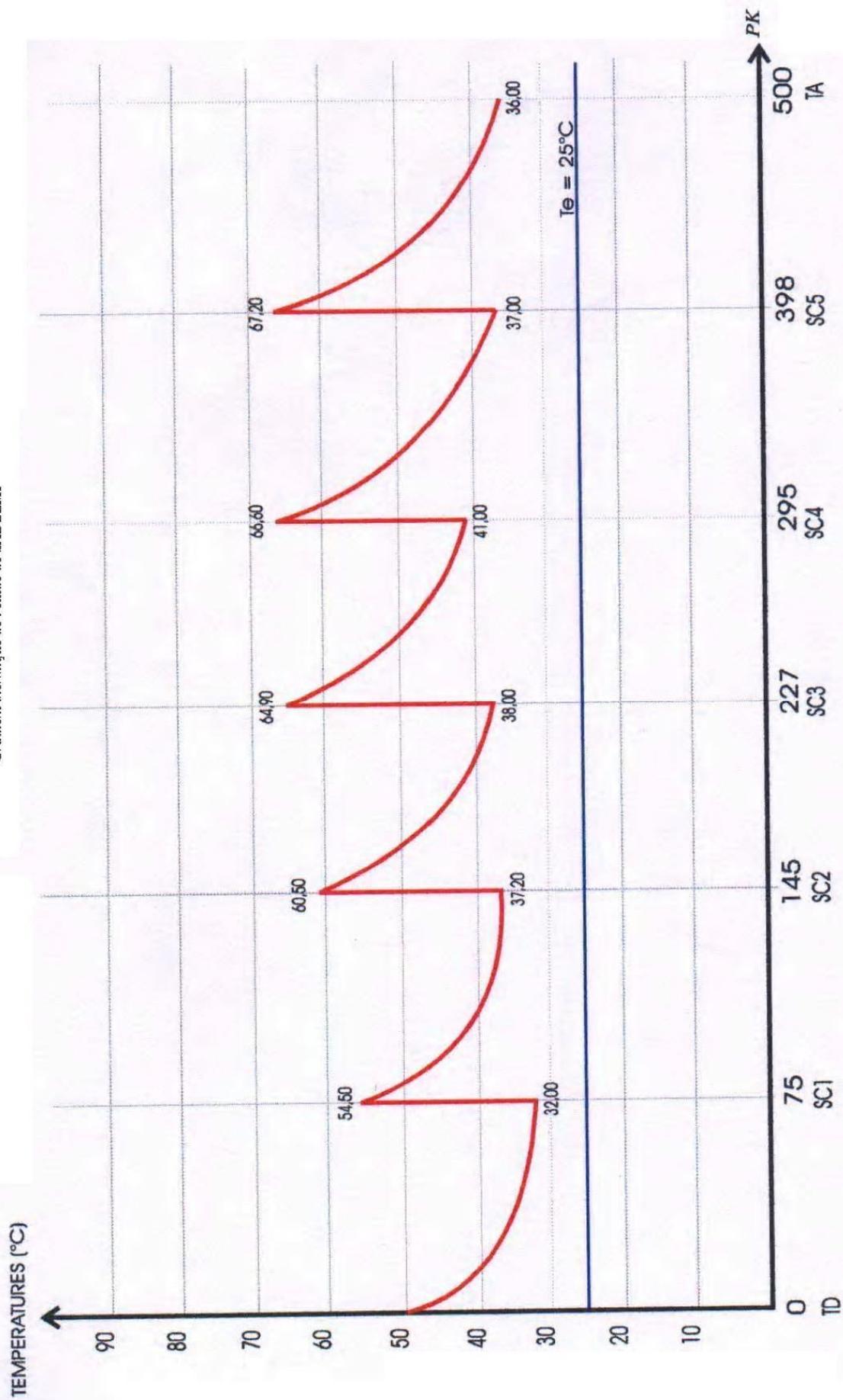


Figure 4.6 : Gradient thermique du bureau d'étude « SADELMI » [3]

Commentaires et recommandations

D'après la relation : (4.11) et la **Figure 4.1**, on a le profil de température qui varie suivant la relation :

$$T_m = T_e + [(T_i - T_e) \cdot \ln\left(\frac{T_i - T_e}{T_f - T_e}\right)] \cdot \left[1 - \left(\frac{T_f - T_e}{T_i - T_e}\right)\right]$$

On applique la même relation sur les différents tronçons de la ligne étudiée, dont on résume le profil correspondant à toute la ligne sur la **Figure 4.4** de l'étude critique (conditions été avec débit maximal), on remarque que les températures au refoulement de chaque station est assez élevée que la station précédente, comme on peut expliquer les différents pics de la courbe (élévation de la température dans les stations de compression), par la compression du gaz naturel, ce qui entraine une élévation importante de la température de refoulement.

On remarque que les températures au refoulement des stations sont très importantes, et ceci pour les cinq configurations de marche proposées.

On note aussi que les températures relatives au calcul thermique effectué par le bureau d'études **ALEIP** sur le GZ3, sont plus élevées que celles de la compagnie **SADEMI** comme le démontre les figures **4.5** et **4.6**, bien que le débit au départ de Hassi R'mel soit inférieur à celui fixé par la compagnie italienne. Cette distorsion semble être due aux différentes méthodes de calcul et paramètres pris en considération par l'un et l'autre des bureaux d'études.

L'étude détaillée ci-dessus paraît plus pessimiste du fait qu'on s'est placé dans des conditions critiques.

Pour remédier à ces températures excessives, je propose l'installation de refroidisseurs de gaz naturel aux refoulements des compresseurs, et ce après une optimisation de leurs emplacements.

Chapitre 5

Optimisation du lieu d'emplacement des réfrigérants Régime thermique

5.1 Influence des zones traversées par le gazoduc sur le revêtement

5.2 La température au refoulement des stations

5.2.1 Choix de la température de refroidissement

5.2.2 Variation de la température à la sortie des stations

5.3 Refroidissement à 60°C avec un débit de 2.100.000 sm³/h

5.4 Régime thermique de la ligne avec refroidissement à 60°C

5.4.1 Gain en puissance

5.4.2 Gain en débit

Chapitre 5

Optimisation du lieu d'emplacement des réfrigérants/Régime thermique

L'optimisation peut se faire selon deux critères :

- Influence des zones traversées par le gazoduc sur le revêtement.
- La température au refoulement des stations.

5.1 Influence des zones traversées par le gazoduc sur le revêtement

En se basant sur les expériences des gazoducs GZ1, GZ2 et GZ3 de la région ouest du pays, on peut en déduire que l'enrobage commence à présenter des détériorations à partir de la région de NADOR jusqu'à Arzew. En effet, cette zone est très agressive et présente des facteurs qui favorisent la corrosion des conduites, même en régime modéré.

Ce critère nous impose deux installations de refroidisseurs, une à SC4 de NADOR et l'autre à SC5 de KENANDA.

5.2 La température au refoulement des stations

5.2.1 Choix de la température de refroidissement

D'après les résultats du calcul hydro thermique du GZ3 avec différentes configurations de marche, nous avons constaté que les températures au niveau du refoulement station sont excessives à l'exception de la SC1, l'abaissement de la température est donc nécessaire afin de préserver les propriétés mécaniques et thermiques du revêtement, gagner en débit et économiser en puissance de compression.

Le problème qui se pose est relatif au choix de la température de refoulement du gaz.

En effet, le choix de cette température reste à l'appréciation des exploitants. D'après des études expérimentales menées par ces derniers, il s'est avéré que dans l'intervalle [50-65 °C] la température au refoulement n'est pas nuisible au revêtement.

Economiquement parlant, nous devons optimiser également la température au refoulement car chaque degré gagné sur le refroidissement se répercutera sensiblement sur le prix de revient des installations des refroidisseurs. De ce fait, une température de refroidissement à 60°C répond parfaitement à ce compromis.

5.2.2 Variation de la température à la sortie des stations de compression

Nous remarquons qu'une installation de réfrigérant à la SC1 n'est pas nécessaire, car à 62.77°C le revêtement ne se détériore pas, le terrain n'est pas agressif dans cette partie sud du gazoduc. Par contre, l'excès se manifeste à partir de la SC2 et la SC5 (elle dépasse de loin les 60°C), on propose alors d'installer les refroidisseurs dans les SC2, SC4 et la SC5.

Le choix d'installation d'un refroidisseur à la SC3 est en liaison directe avec l'installation de refroidisseur à la sortie de la SC2 ; Le calcul hydro thermique nous renseignera sur la nécessité de l'installation de refroidisseurs à la SC3.

5.3 Refroidissement à 60°C avec un débit de 2.100.000 sm³/h

$$\underline{SC1} : T_{asp} = 41.05 \text{ °C}$$

$$T_{ref} = 62.77 \text{ °C}$$

$$P_{aspc} = 55.589 \text{ kg/cm}^2$$

$$\underline{SC2} : T_{asp} = 49.91 \text{ °C}$$

$$T_{ref} = 72.33 \text{ °C}$$

$$P_{aspc} = 55.594 \text{ kg/cm}^2$$

Après refroidissement : $T_{ref} = 60 \text{ °C}$

SC3 :

1. Température d'aspiration

$$T_{asp} = 25 + (60 - 25) \cdot \exp\left[\frac{-(9.61)(1.04318)(82)}{1673.19606}\right]$$

Alors : $T_{asp} = 46.42 \text{ °C} = 319.42 \text{ K}$

2. Température moyenne

$$T_m = 25 + [(60 - 25) / \ln\left(\frac{60-25}{46.42-25}\right)] \cdot \left[1 - \frac{46.42-25}{60-25}\right]$$

Alors : $T_m = 52.65 \text{ °C} = 325.65 \text{ K}$

3. Pression d'aspiration

$$P_{asp} = [5171.048 - 39.83 \cdot Z_m \cdot 325.652 \cdot 82 \cdot \frac{(1962282)^{1.96}}{(1043.18)^{4.96}}]^{0.5}$$

On prend : $Z_m = 0.9$, on obtient : $P_{asp} = 53.991 \text{ kg/cm}^2$

$$P_m = \frac{2}{3} \cdot [71.91 + 53.991 - \frac{(71.91)(53.991)}{71.91+53.991}]$$

Donc : $P_m = 63.38 \text{ kg/cm}^2$

$(Pr ; Tr) = (63.38/46.5 ; 325.65/202.63)$, de l'abaque on tire : $Z'm = 0.91$

$Z'm \neq Z_m = 0.9$

Première itération : En réinjectant $Z'm$ dans l'expression de : P_{asp} , on aura :

$P_{asp} = 54.105 \text{ kg/cm}^2$, puis : $P_m = 63.427 \text{ kg/cm}^2$

$(Pr ; Tr) = (63.427/46.5 ; 325.65/202.63)$, de l'abaque on a : $Z''m = 0.89$

$Z''m = Z'm = 0.91$

$$P_{aspc} = [(54.105)^2 - \frac{(0.045078) \cdot (66.1) \cdot (63.427)^2}{(0.91) \cdot (325.65)}]^{0.5}$$

Donc : $P_{aspc} = 54.478 \text{ kg/cm}^2$

$r = 71.91/54.478$, alors : $r = 1.32$

4. Température de refoulement

$$T_{ref} = 46.42 + 273 + \frac{319.42}{0.8} \cdot [(1.32)^{0.20792} - 1]$$

Donc : $T_{ref} = 70.3 \text{ °C} = 343.3 \text{ K}$

5. Puissance absorbée par le compresseur

Coefficient de compressibilité station :

$Z_{asp} = f(54.478/46.5 ; 319.42/202.63)$, alors : $Z_{asp} = 0.91$

$Z_{ref} = f(71.91/46.5 ; 343.3/202.63)$, alors : $Z_{ref} = 0.912$

Finalelement : $Z_m = (Z_{asp} + Z_{ref})/2 = 0.911$

$P_{abs} = (29.14) \cdot (335.32) \cdot (0.911) \cdot (47.094775) \cdot [(1.32)^{0.26} - 1]$

Donc : $P_{abs} = 29882 \text{ cv}$

$P_{abs} (1u) = 9960 \text{ cv}$

$T_{ref} = 70.3 \text{ °C}$ reste comme même assez élevée, et le fait de négliger l'installation d'un refroidisseur au niveau de cette station, risque de nuire au revêtement de la ligne.

5.4 Régime thermique de la ligne avec refroidissement

Les contraintes relatives aux températures de refoulement et au revêtement de la ligne imposent des installations de refroidisseurs aux sorties des stations : SC2, SC3, SC4 et SC5.

Le but de ce chapitre est de confirmer par un deuxième calcul hydro thermique l'impact des refroidisseurs sur le régime thermique de la ligne. Nous utiliserons le même débit que pour l'étude hydro thermique aux conditions critiques : $2.100.000 \text{ sm}^3/\text{h}$, et cela pour comparer les puissances de compressions absorbées par rapport au gain de débit massique.

5.4.1 Gain en puissance

Régime hydro thermique avec refroidissement à 60°C et un débit de : $2.100.000 \text{ sm}^3/\text{h}$

Terminal de départ :

$$P_{\text{ref}} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2; T_{\text{ref}} = 50^\circ\text{C}$$

SC1 :

$$P_{\text{aspc}} = 55.589 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{ref}} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_{\text{asp}} = 41.05^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ref}} = 62.77^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{abs}} = 9107 \text{ CV}$$

SC2 :

$$P_{\text{aspc}} = 55.594 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{ref}} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_{\text{asp}} = 49.91^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ref}} = 72.33^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{abs}} = 9387 \text{ CV}$$

SC3:

$$P_{\text{aspc}} = 54.478 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{ref}} = 71.91 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_{\text{asp}} = 46.42^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ref}} = 70.30^\circ\text{C}, \text{ après refroidissement : } T_{\text{ref}} = 60^\circ\text{C}$$

Pabs = 9961 CV

SC4 :

1. Température d'aspiration

$$T_{asp} = 25 + (60 - 25) \cdot \exp\left[\frac{-(9.61) \cdot (1.0427) \cdot (68)}{1661.111245}\right]$$

Donc : $T_{asp} = 48.22^\circ\text{C}$

2. Température moyenne

$$T_m = 25 + [(60 - 25) / \ln(\frac{60-25}{48.22-25})] \cdot [(1 - \frac{48.22-25}{60-25})]$$

Alors : $T_m = 53.71^\circ\text{C} = 326.71\text{ K}$

3. Pression d'aspiration

$$P_{asp} = [5171.048 - 39.83 \cdot Z_m \cdot 326.71 \cdot 68 \cdot \frac{(1948110.94)^{1.96}}{(1042.7)^{4.96}}]^{0.5}$$

On prend : $Z_m = 0.9$, on obtient : $P_{asp} = 57.537\text{ kg/cm}^2$

$$P_m = \frac{2}{3} \cdot [71.91 + 57.537 - \frac{(71.91) \cdot (57.537)}{71.91 + 57.537}]$$

Donc : $P_m = 64.990\text{ kg/cm}^2$

(Pr ; Tr) = (64.990/46.5 ; 326.71/202.63), de l'abaque on tire : $Z'm = 0.902$

$Z'm \neq Z_m = 0.9$

Première itération : En réinjectant $Z'm$ dans l'expression de : P_{asp} , on aura :

$P_{asp} = 57.888\text{ kg/cm}^2$, puis : $P_m = 65.151\text{ kg/cm}^2$

(Pr ; Tr) = (65.151/46.5 ; 326.71/202.63), de l'abaque on a : $Z''m = 0.902$

$Z''m = Z'm = 0.902$

$$P_{aspc} = [(57.888)^2 - \frac{(0.045078) \cdot (271.1) \cdot (65.151)^2}{(0.902) \cdot (326.71)}]^{0.5}$$

Donc : $P_{aspc} = 56.343\text{ kg/cm}^2$

$r = 71.91/56.343$, alors : $r = 1.276$

4. Température de refoulement

$$T_{ref} = 48.22 + 273 + \frac{321.22}{0.8} \cdot [(1.276)^{0.20792} - 1]$$

Donc : $T_{ref} = 69.24^\circ\text{C} = 342.24\text{ K}$

5. Puissance absorbée par le compresseur

Coefficient de compressibilité station :

$$Z_{asp} = f(56.343/46.5 ; 321.24/202.63), \text{ alors : } Z_{asp} = 0.905$$

$$Z_{ref} = f(71.91/46.5 ; 342.24/202.63), \text{ alors : } Z_{ref} = 0.93$$

$$\text{Finalement : } Z_m = (Z_{asp} + Z_{ref})/2 = 0.918$$

$$P_{abs} = (29.14) \cdot (326.71) \cdot (0.918) \cdot (46.7546625) \cdot [(1.276)^{0.26} - 1]$$

$$\text{Donc : } P_{abs} = 26287 \text{ CV}$$

$$P_{abs} (1u) = 8762 \text{ CV}$$

Après refroidissement, $T_{ref} = 60^\circ\text{C}$

SC5 :

1. Température d'aspiration

$$T_{asp} = 25 + (60 - 25) \cdot \exp\left[\frac{-(9.61) \cdot (1.04116) \cdot (103)}{1649.02884}\right]$$

$$\text{Donc : } T_{asp} = 43.75^\circ\text{C} = 316.75 \text{ K}$$

2. Température moyenne

$$T_m = 25 + [(60 - 25) / \ln(\frac{60-25}{43.75-25})] \cdot [(1 - \frac{43.75-25}{60-25})]$$

$$\text{Alors : } T_m = 51.04^\circ\text{C} = 324.04 \text{ K}$$

3. Pression d'aspiration

$$P_{asp} = [5171.048 - 39.83 \cdot Z_m \cdot 324.04 \cdot 103 \cdot \frac{(1933939.58)^{1.96}}{(1041.6)^{4.96}}]^{0.5}$$

On prend : $Z_m = 0.9$, on obtient : $P_{asp} = 49.081 \text{ kgf/cm}^2$

$$P_m = \frac{2}{3} \cdot [71.91 + 49.081 - \frac{(71.91) \cdot (49.081)}{71.91 + 49.081}]$$

$$\text{Donc : } P_m = 61.213 \text{ kgf/cm}^2$$

(Pr ; Tr) = (61.213/46.5 ; 324.04/202.63), de l'abaque on tire : $Z'_m = 0.904$

$$Z'_m \neq Z_m = 0.9$$

Première itération : En réinjectant Z'_m dans l'expression de : P_{asp} , on aura :

$$P_{asp} = 49.806 \text{ kgf/cm}^2, \text{ puis : } P_m = 61.527 \text{ kg/cm}^2$$

(Pr ; Tr) = (61.527/46.5 ; 324.04/202.63), de l'abaque on a : $Z''_m = 0.904$

$$Z''_m = Z'_m = 0.904$$

$$P_{aspc} = [(49.806)^2 - \frac{(0.045078) \cdot (717) \cdot (61.527)^2}{(0.904) \cdot (324.04)}]^{0.5}$$

Donc : $P_{asp} = 53.853 \text{ kgf/cm}^2$

$r = 71.91/53.853$, alors : $r = 1.335$

4. Température de refoulement

$$T_{ref} = 43.71 + 273 + \frac{316.75}{0.8} \cdot [(1.335)^{0.20792} - 1]$$

Donc : $T_{ref} = 68.46 \text{ °C} = 341.46 \text{ K}$

5. Puissance absorbée par le compresseur

Coefficient de compressibilité station :

$Z_{asp} = f(53.853/46.5 ; 316.75/202.63)$, alors : $Z_{asp} = 0.902$

$Z_{ref} = f(71.91/46.5 ; 341.46/202.63)$, alors : $Z_{ref} = 0.93$

Finalement : $Z_m = (Z_{asp} + Z_{ref})/2 = 0.916$

$P_{abs} = (29.14) \cdot (324.04) \cdot (0.916) \cdot (46.0744375) \cdot [(1.335)^{0.26} - 1]$

Donc : $P_{abs} = 30631 \text{ CV}$

$P_{abs} (1u) = 10210 \text{ CV}$

Après refroidissement, $T_{ref} = 60 \text{ °C}$

Terminal d'arrivée :

Par la même méthode que précédemment, on obtient :

$T_{asp} = 43.82 \text{ °C}$

$P_{asp} = 53.353 \text{ kgf/cm}^2 > 45.13 \text{ kgf/cm}^2$

(Condition de pression au terminal d'arrivée vérifiée)

Tableau 5.1 : Etude Hydro thermique avec refroidissement à 60°C
Conditions été
Debit : 2.100.000 sm³/h

Stations	Grandeurs	TD (CNDG)	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5	TA (Arzew)
Debits	Qv(sm ³ /h)	2100000	2085050	2070100	2055150	2040200	2025250	2025250
	Qv(Nm ³ /h)	1990625	1976454	1962282	1948111	1933940	1919768	1919768
	Qv(t/h)	1697,363	1685,279	1673,196	1661,113	1649,029	1636,945	1636,945
	Qv(MNm ³ /h)	47,775	47,435	47,095	46,755	46,415	46,074	46,074
Pressions	Pasp (bars)		55,589	55,594	54,478	56,343	53,853	53,353
	Pref (bars)	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	71,91	
Températures	Tasp (°C)		41,05	49,91	46,42	48,22	43,75	43,82
	Tref (°C)	50	62,77	72,33 / 60	70,30 / 60	69,23 / 60	68,46 / 60	
Puissances	P (cv)		9107	9387	9961	8762	10210	
	P. Dispo. (cv)		12660	11661	11180	10214	10483	

L'emploi de refroidisseurs à la sortie station (fonctionnement à un régime de 2.100.000 sm^3/h), permet un gain moyen en puissance de : 906 CV par unité et par station, comme c'est démontré sur le **Tableau 5.2**. Ceci permet de dégager un total de : 13590 CV, soit : 50% de consommation en puissance d'une station de trois (03) unités.

Tableau 5.2 : Tableau comparatif des puissances absorbées avec et sans refroidisseurs

Stations	SC1	SC2	SC3	SC4	SC5
<i>Pabs sans refroidisseur (cv)</i>	9107	9387	10804	9926	12732
<i>Pabs avec refroidisseur (cv)</i>	9107	9387	9961	8762	10210
Différence	00	00	843	1164	2522

5.4.2 Gain en débit

Afin de déterminer le gain en débit volumique, nous avons opté pour la méthode d'interpolation graphique, qui consiste à trouver le débit sans refroidissement dont la puissance de compression coïncide avec celle du régime à : 2.100.000 sm^3/h avec refroidissement (cf. **Figure 5.2**)

La puissance moyenne pour un régime de 2.100.000 sm^3/h avec refroidissement est de : 9485 CV, par interpolation elle coïncide avec un débit de : 2.055.000 sm^3/h sans refroidissement.

La mise en place de refroidisseurs à la sortie de chaque station, nous permet de constater qu'un gain de 45.000 sm^3/h est réalisé.

Débit d'écoulement libre : 877.000 sm^3/h

Le **Tableau 5.1** regroupe les résultats obtenus lors du calcul hydro thermique avec refroidissement à : 60°C, dans les conditions été avec un débit de 2.100.000 sm^3/h .

Comme on peut avoir le gradient thermique de l'étude critique avec un refroidissement à : 60°C, dans la **Figure 5.1**, ainsi que le profil de la puissance sur la **Figure 5.2**.

Commentaires

Du gradient thermique de l'étude critique avec refroidissement, on remarque que la température au refoulement des stations de compression est moins importante que celle de l'étude effectuée dans le chapitre précédent, car le gaz est refroidi après sa compression, bien que la température au refoulement a été choisi précédemment (60°C), à chaque compression le gaz est refroidi jusqu'à la température voulu.

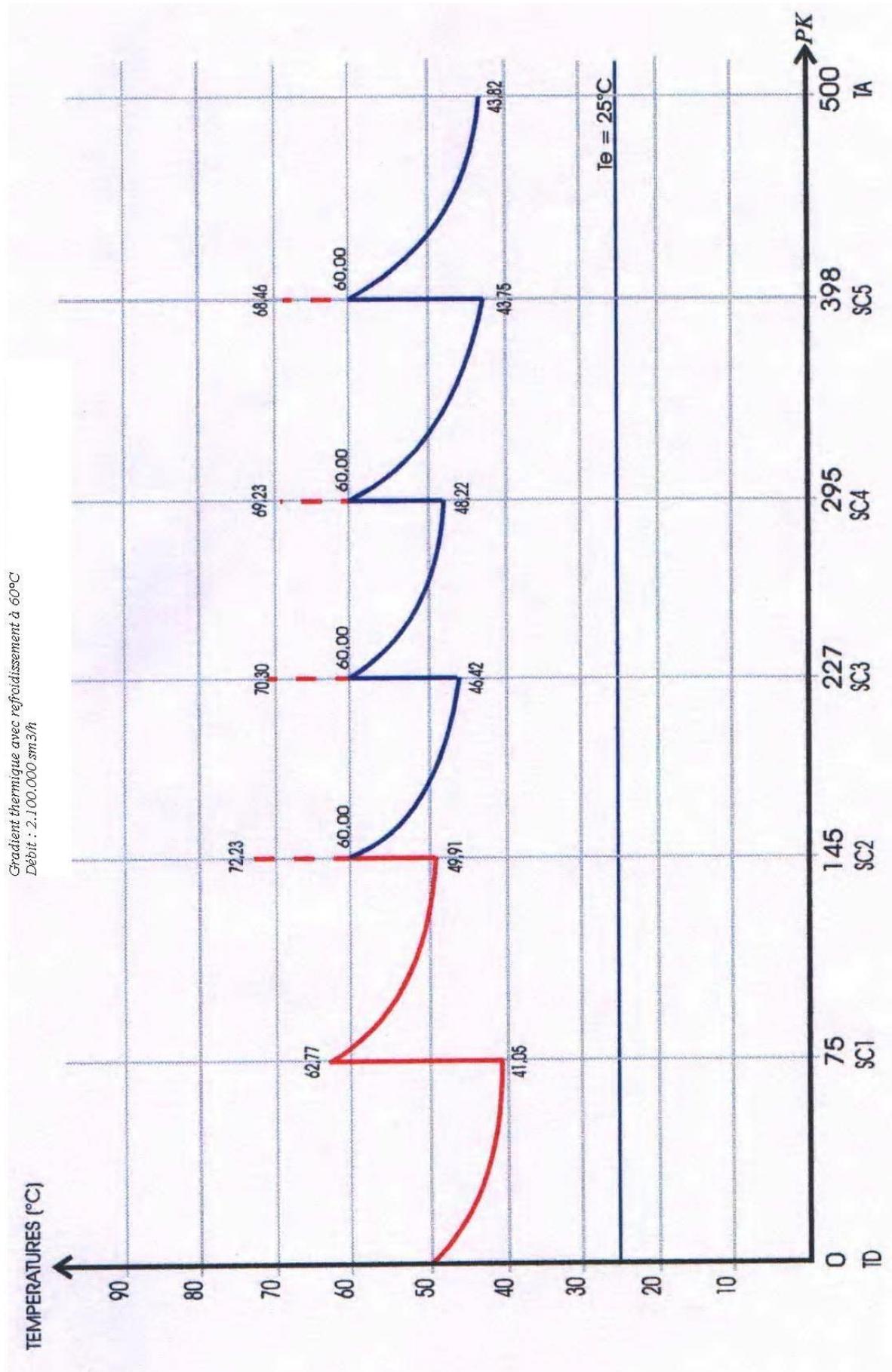


Figure 5.1 : Gradient thermique avec refroidissement à 60°C

PUISSANCE DE COMPRESSION EN FONCTION DU DEBIT

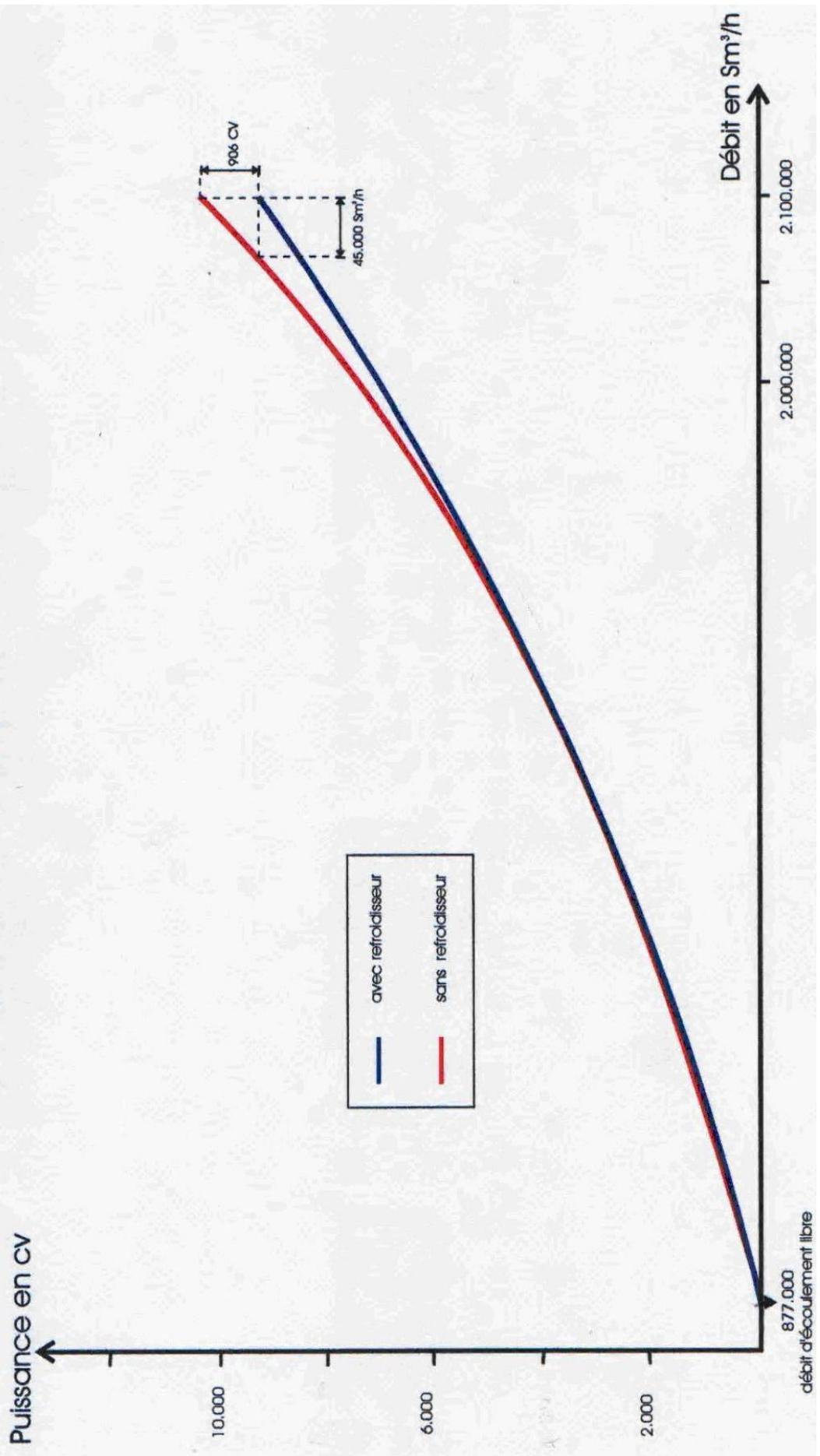


Figure 5.2 : Puissance de compression en fonction du débit

Chapitre 6

Critère de choix des réfrigérants

6.1 Principe des échangeurs

6.2 Critère de choix des réfrigérants

6.2.1 Les réfrigérants à eau

6.2.2 Les réfrigérants secs (Les aero-réfrigérants)

6.3 Mode de tirage

6.4 Système des aero-réfrigérants

6.4.1 Rôle et fonctionnement

6.4.2 Description de l'installation

Chapitre 6

Critère de choix des réfrigérants

6.1 Principe des échangeurs

La récupération de l'énergie calorifique en fin d'opération industrielle (vapeurs ou gaz sortant des turbines) est assurée par des échangeurs. Le refroidissement nécessaire au bon fonctionnement de divers appareils et installations est réalisé à l'aide d'échangeurs ou de systèmes de transfert thermique.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs).

Le type le plus simple comprend un récipient dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale. De tels appareils sont appelés échangeurs à contact direct.

En principe pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi. Les échanges thermiques par convection le long de la surface de contact, suivant l'épaisseur de la paroi par conduction, et sont cédés au fluide 2 par convection le long de l'autre face, appelés échangeurs à contact indirect.

6.2 Critère de choix des réfrigérants

6.2.1 Les réfrigérants à eau

La solution la plus simple pour évacuer la chaleur est le refroidissement en circuit ouvert, qui consiste à rejeter l'eau après son passage par les échangeurs dans un réservoir naturel (rivière, lac...), à condition que la source d'eau froide existe en quantité suffisante et qu'il n'y ait pas de contre indication (température élevée, source non froide, corrosive polluante,...).

Le deuxième système est du type circuit fermé, dans lequel l'eau peut être réutilisée après refroidissement dans un réfrigérant.

Avantages par rapport à l'air

- L'eau peut refroidir un fluide « process » (dans notre cas c'est le gaz naturel) à des températures de 10°F à 5°F plus basses que l'air, et elle peut être réutilisée après refroidissement ;
- L'eau est moins affectée par les variations de température et ne diminue en rien les performances du réfrigérants ;
- Les réfrigérants à eau nécessitent une surface de transfert compact.

Inconvénients

- Un appoint d'eau important ;
- Si le refroidisseur est localisé assez loin d'une source d'eau d'appoint, ce qui entraîne un coup d'investissement (canalisation et pompes de circulation) ainsi qu'un cout de pompage important ;
- L'eau contient des corps vivants qui grossissent en milieu de chaleur et qui de ce fait encrassent les échangeurs, ainsi que le dépôt de certains minéraux à l'intérieur des tubes, ce qui nécessite un arrêt pour le nettoyage, et engendre des pertes.

6.2.2 Les réfrigérants secs (Les aero-réfrigérants)

Ce type de réfrigérants consiste à refroidir le gaz qui circule dans des batteries de tubes et le fluide auxiliaire (l'air) circule à l'extérieur des tubes qui peuvent être lisses ou à ailettes [10], on peut voir une vue d'ensemble d'un réfrigérant à air sur la **Figure 6.1**.

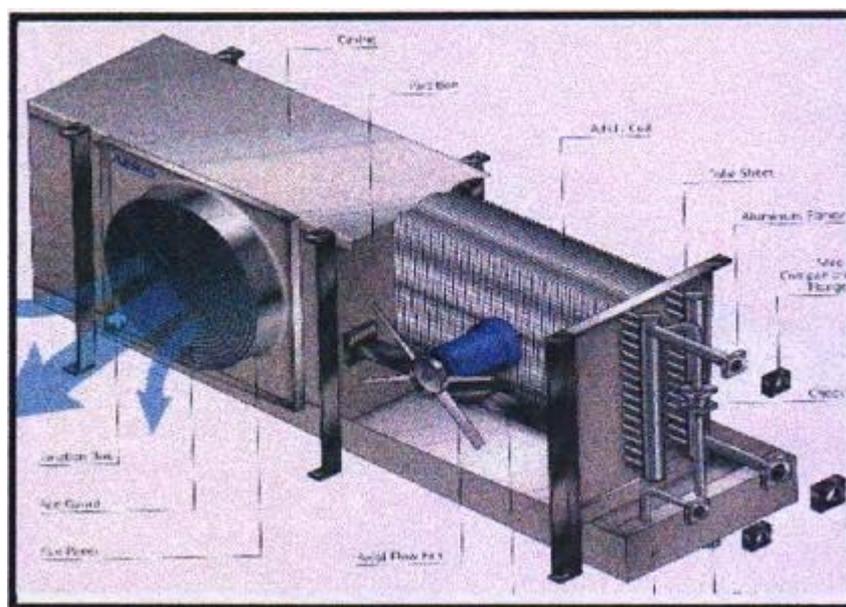


Figure 6.1 : Vue d'ensemble d'un aero-réfrigérant [10]

Avantages

- L'air est disponible en quantité illimitée ;
- La situation d'une station n'est pas conditionnée par l'installation ;
- L'air est rarement corrosif, le nettoyage ne sera pas nécessaire ;
- Les couts d'entretien de l'aero-réfrigérant représentent 20 à 30% des refroidisseurs à eau.

Inconvénients

- En raison de la faible chaleur spécifique de l'air, ce dernier ne peut refroidir à de basses températures ;
- Les aero-réfrigérants nécessitent de grandes surfaces d'implantation en raison de leur coefficient de transfert « air-film » assez bas et de la faible chaleur spécifique de l'air ;
- Les aero-réfrigérants nécessitent des tubes à ailettes, une technologie assez spéciale ;
- Les variations de température de l'air d'une saison à une autre peuvent modifier les performances des aero-réfrigérants ;
- Les aero-réfrigérants doivent être installés là où la circulation de l'air ne soit pas bloquée.

Conclusion

Les aero-réfrigérants tendent à se substituer de plus en plus aux appareils classiques utilisant l'eau comme fluide de réfrigération. En dépit de leur cout élevé à l'achat, ils présentent des avantages non négligeables : l'air est disponible gratuitement en quantité illimitée ; les risques de corrosion sont supprimés, l'encrassement est pratiquement nul. C'est essentiellement pour ces raisons que nous optons pour l'utilisation des aero-réfrigérants.

6.3 Mode de tirage des aero-réfrigérants

On peut distinguer deux types de réfrigérants à air selon leur mode de tirage du fluide auxiliaire : Tirage induit / Tirage forcé [10]

Avantages du tirage induit / tirage forcé

- Les ventilateurs sont situés en dessous des faisceaux et soufflent l'air à travers les tubes ;

- Le tirage forcé nécessite une puissance d'entraînement des ventilateurs plus faible ;
- Le tirage forcé assure une bonne distribution de l'air en couvrant uniformément les faisceaux de tubes vu que la vitesse de l'air est plus faible à l'approche des rangées des tubes ;
- Le transfert par convection est plus important en raison de l'effet de cheminier de la chambre de distribution de l'air ;
- Un changement de direction du vent, n'influe pas sur la température d'entrée de l'air ;
- Plus grandes facilités d'entretien : pas nécessaire de démonter le ventilateur et la chambre pour changer un élément de faisceau.

Les figures : **Figure 6.2** et **Figure 6.3**, montrent les modes de tirage d'un réfrigérant à air :

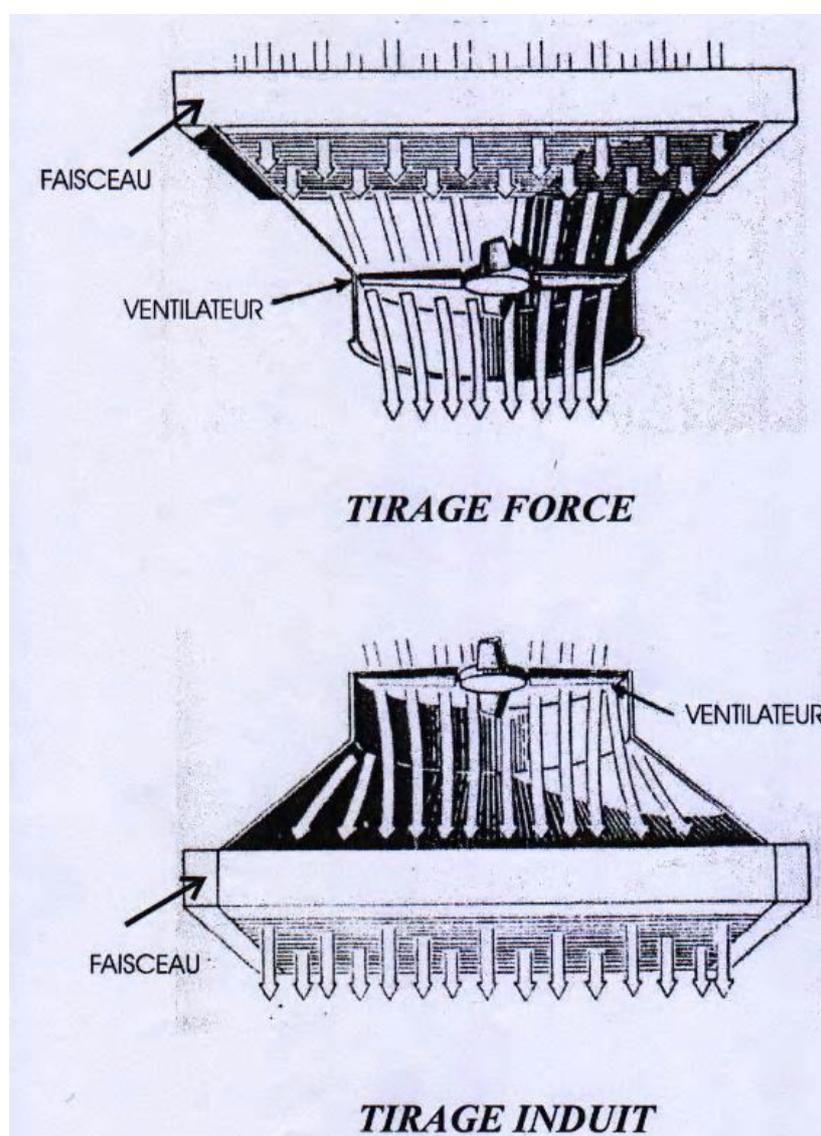


Figure 6.2 : Modes de tirage d'un aero-réfrigérant [7]

Inconvénients du tirage forcé / tirage induit

- Les aero-réfrigérants à tirage forcé rejettent l'air à une vitesse deux fois et demi plus petite que celle des réfrigérants à tirage induit, ce qui favorise la recirculation de l'air chaud ;
- Les tubes d'un réfrigérant à tirage forcé ne sont pas traités contre les effets néfastes et rapides des mauvaises conditions atmosphériques ce qui influe sur les performances de l'appareil ;
- Les avantages du tirage induit ont les inconvénients du tirage forcé et vice versa.

Conclusion

Vu les avantages que présente le tirage forcé, surtout du côté maintenance et consommation, on opte pour ce mode de tirage.

6.4 Système des aero-réfrigérants

6.4.1 Rôle et fonctionnement

L'aero-réfrigérant consiste à maintenir la température du gaz en dessous de celle retenue pour son refroidissement, qui se fait par échange thermique par l'intermédiaire de l'air ventilé [10].

Le gaz provenant du refoulement des compresseurs passe par les tubes à ailettes à travers le collecteur fixe d'entrée. Les tubes à ailettes assurent le maximum de surfaces d'échange en vue de garantir à l'installation une modulation acceptable et une flexibilité dans le fonctionnement. L'ensemble du réseau de refroidissement est subdivisé en sections indépendantes (appelées cellules), chacune comprenant deux faisceaux à ailettes et deux ventilateurs, l'un à pas fixe et l'autre à pas variable.

De ce fait, par temps froid et à faible débit de gaz, il est possible de réduire le nombre de sections de service.

6.4.2 Description de l'installation

L'aero-réfrigérant est constitué par différentes sections (cellules) parallèles comprenant chacune deux faisceaux de tubes à ailettes soudés au collecteur, ces derniers sont en acier carbone.

Les faisceaux ont une largeur qui varie de trois (03) à quatre (04) mètres et les tubes en longueur de neuf (09) mètres (Données tirées du catalogue du constructeur : **GEA Ergé-Spirale**, N°2 mondial après **General Electric** dans la construction des réfrigérants à air).

Pour chaque section, deux ventilateurs sont placés soit au dessus (tirage induit), soit en dessous (tirage forcé). Ils sont installés dans une chambre de répartition qui dirige les ventilateurs vers la surface faciale du faisceau de tubes à ailettes.

Deux vannes de sectionnement sont placées sur le collecteur entrée-sortie, afin de réduire les unités de service en cas de nécessité.

Le montage des systèmes est aérien et il est facile à réaliser étant donné que les faisceaux de tube sont livrés par les constructeurs en unités complètes, et leur montage consiste à les boulonner sur les charpentes métalliques pour supporter l'ensemble du système.

6.5 Principaux éléments constitutifs des aero-réfrigérants

L'aero-réfrigérant est composé essentiellement de faisceaux de tubes à ailettes, de groupe de ventilation avec un moteur de commande et une transmission de dispositifs spéciaux et d'une charpente métallique.

6.5.1 Le faisceau de tubes à ailettes

C'est un tube nu entouré d'une hélice afin d'augmenter la surface d'échange thermique coté air pour équilibrer les résistances thermiques et surtout de compacter la surface de l'échangeur.

1. Tubes à ailettes hautes

Les ailettes sont constituées par un raban métallique enroulé en hélice autour du tube. Elles sont généralement soudées ou serties, certains constructeurs les réalisent par extrusion quand il s'agit d'aluminium.

La hauteur des ailettes est importante, il y a 200 à 400 ailettes au mètre linéaire du tube, ce qui permet de réaliser une surface d'échange dix à vingt fois plus grande que celle du tube lisse de même diamètre nominal. (D'après le tableau ci-dessous)

Tableau 6.1 : Surface ailetée / surface tube nu en fonction du nombre d'ailettes et du nombre de fins [10]

Nombre de d'ailettes/inch	7	8	9	10	11
Nombre ailettes/m	275	315	354	394	433
Surface ailetée/surface tube nu (α)	15	17.1	19.2	21.2	23.2

1 inch = 25.4 mm

Enfin, ces ailettes sont presque exclusivement réservées aux réfrigérants à air dont les tubes sont logés dans des caissons métalliques.

2. Tubes à ailettes basses

Ces ailettes sont constituées par une hélice de faible hauteur, obtenue par extrusion à partir d'un tube épais. Le pas de l'hélice correspond à 16 ou 19 ailettes par pouce linéaire de tube.

La surface obtenue est d'environ deux fois et demie (2.5) plus grande que les tubes lisses de même diamètre nominal. Les extrémités du tube sont dépourvues d'ailettes afin de pouvoir effectuer le mandrinage dans les plaques tubulaires.

Trois types d'ailettes basses intégrales existent :

- Ailettes enroulées sous tension : Connues sous le nom d'ailettes en « L », elles sont formées de bandes d'aluminium (La base de l'ailette est enroulée sous tension) ;
- Ailettes encastrées : Connues sous le nom d'ailettes en « G », elles sont formées de bandes d'aluminium enroulées sous tension en rainures hélicoïdales dans le tube ;
- Ailettes extrudées : Elles sont extrudées à partir de la couche extérieure en aluminium d'un tube bimétallique.

6.5.2 Groupe de ventilation

En général, l'air est véhiculé à travers les faisceaux par l'intermédiaire de ventilateurs en position « tirage forcé » (ventilateurs soufflant l'air vers les faisceaux), ou en position « tirage induit » (ventilateurs aspirant l'air sur les faisceaux).

Ces ventilateurs sont entraînés par des moteurs électriques via une transmission à courroies pour les faibles puissances (de l'ordre de 30kw) ou un réducteur pour les puissances supérieures. Pour les très faibles puissances, on utilise très souvent un entraînement direct moteur ventilateur.

Les ventilateurs sont de type à hélices et sont constitués de quatre (04) pales chacun, en alliage léger, ou en résine polyester renforcé de fibres de verre. Ils ont un diamètre allant jusqu'à cinq (05) mètres et une vitesse de rotation de 190 tours par minute.

La régulation de la température du fluide à refroidir, est obtenue par la variation du débit d'air de refroidissement, en fonction de la charge thermique (quantité de chaleur évacuée) et de la température d'air extérieur. Elle peut se faire à l'aide de ventilateurs à vitesse fixe comportant des pales dont l'angle de calage est réglable en marche, ou bien à l'aide de ventilateurs à pales fixes entraînés par des moteurs à vitesse variable.

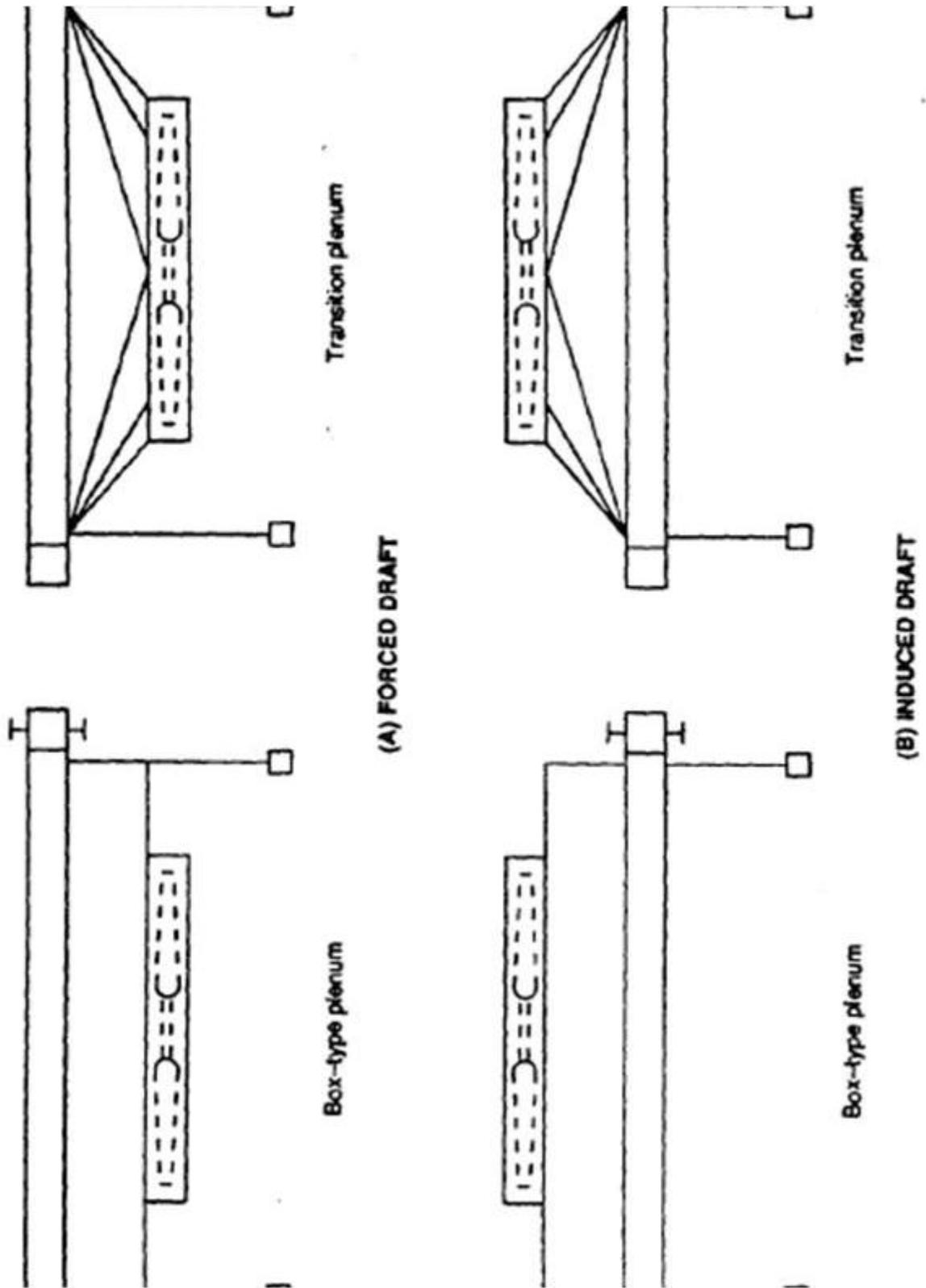


Figure 6.3 : Tirage forcé/Tirage induit [10]

Les constructeurs recommandent d'installer deux (02) ventilateurs par cellule, un à pas fixe, l'autre à pas constant.

La **Figure 6.4** montre les différentes dispositions des ventilateurs refroidisseurs.

Recommandations

Le ventilateur doit être situé à une distance égale à la moitié de son diamètre afin d'assurer une bonne distribution de l'air froid à travers les faisceaux de tubes à ailettes.

Pour la même raison, il faut que la surface ventilée par les pales représente au moins les 40% de la surface faciale totale.

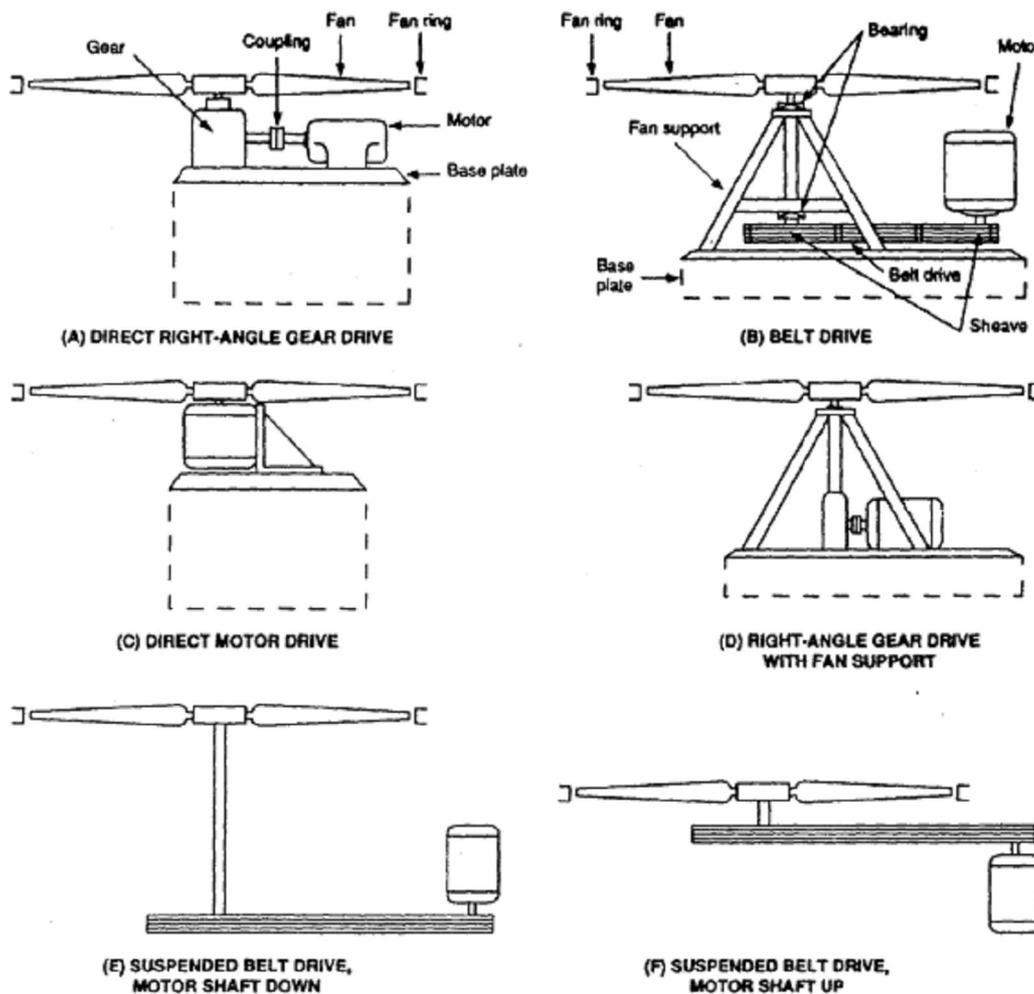


Figure 6.4 : Différentes dispositions des ventilateurs [10]

6.6 Dispositifs spéciaux

6.6.1 Système de distribution d'air entre ventilateur et faisceau

Il est en général un caisson de forme pyramido-tronconique, qui sert à diffuser l'air sur toute la surface à refroidir.

6.6.2 Système d'humidification

En été et dans les pays chauds, il est souvent indispensable d'humidifier l'air jusqu'à saturation pour gagner quelques degrés. Ce système est beaucoup plus avantageux pour un tirage induit que pour un tirage forcé.

6.6.3 Système de persiennes

Elles sont placées sur les entrées et sortie air de l'aero. Pour la régulation de la température du fluide à refroidir, et aussi pour la protection des ventilateurs dont : « l'antigel », comme on peut voir sur la **Figure 6.6** des dispositifs spéciaux.

La **Figure 6.5** montre le système de distribution d'air (le caisson diffuseur).

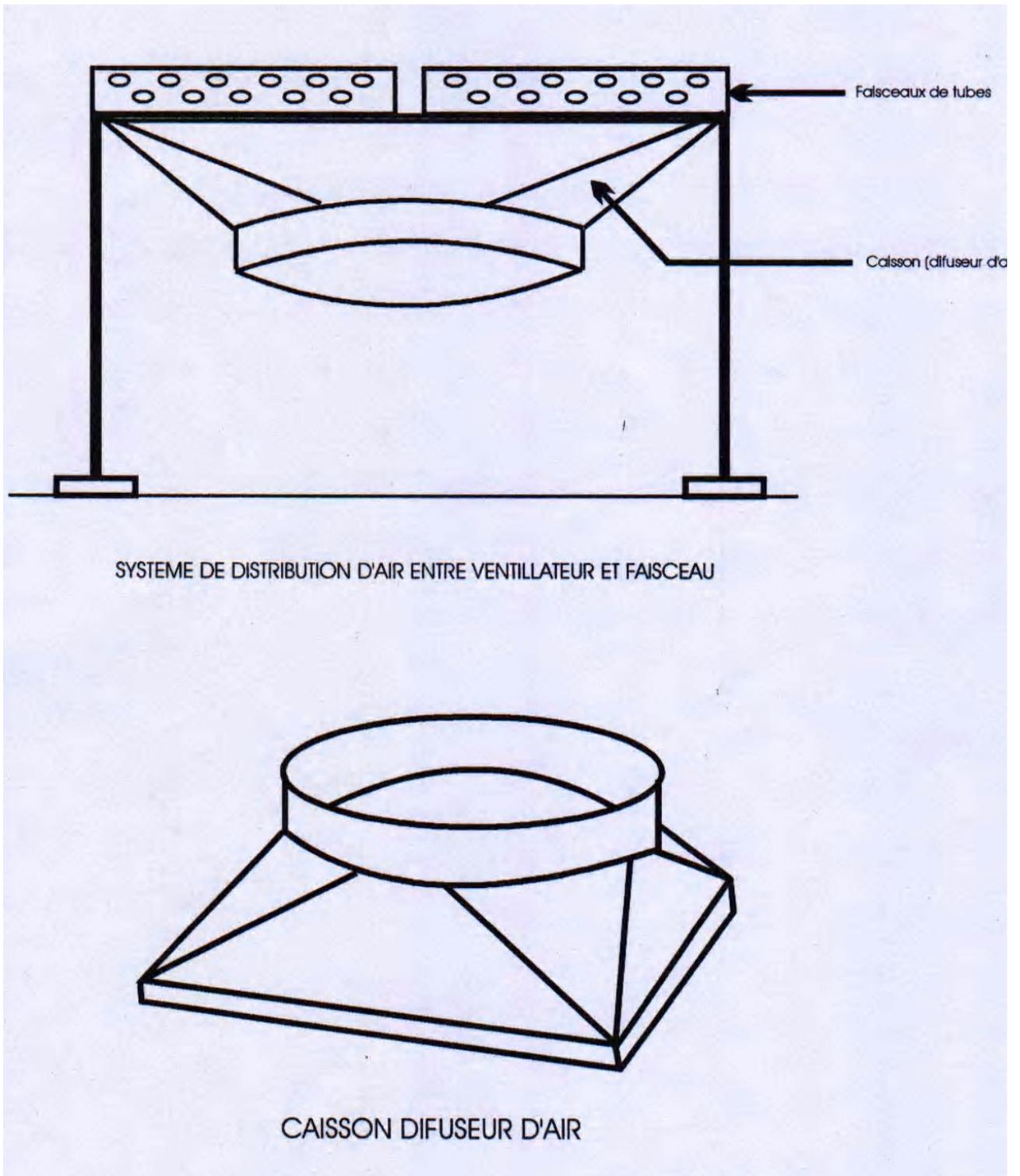


Figure 6.5 : Système de distribution d'air entre ventilateur et faisceau [10]

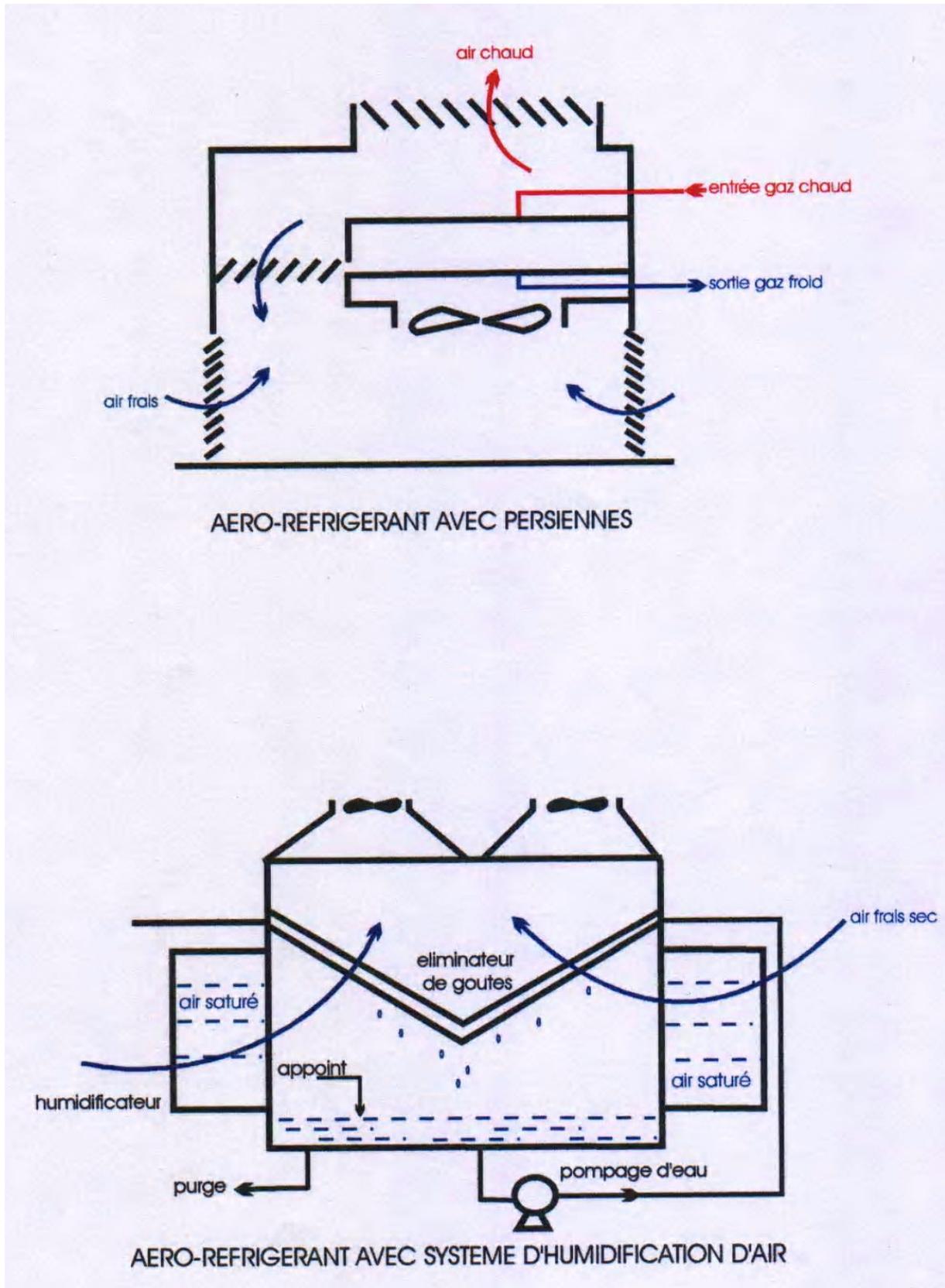


Figure 6.6 : Dispositifs spéciaux [10]

Chapitre 7

Dimensionnement des aero-réfrigérants

7.1 Hypothèses

7.2 Description de la méthode

7.3 Application numérique

7.3.1 Détermination de la chaleur échangée coté gaz

7.3.2 Détermination du nombre de rangées

7.3.3 Détermination de la vitesse faciale, *Ratio 1* et *Ratio 2*

7.3.4 Détermination de la surface faciale

7.3.5 Détermination des caractéristiques de construction

7.3.6 Puissance absorbée des ventilateurs

7.3.7 Débit d'air ventilé

Chapitre 7

Dimensionnement des aero-réfrigérants

Le calcul du dimensionnement est effectué sur les éléments d'échange. Son but est de définir ces éléments et, corrélativement, un schéma de disposition qui servira de base à l'étude détaillée de tous les éléments du dispositif (groupe moto-ventilateurs, canalisation, charpentes...)

7.1 Hypothèses

D'une manière générale, le calcul est basé sur un ensemble de connaissances du constructeur, acquises et vérifiées sur des installations d'essai (analyse aérodynamique et thermique), et en exploitation ; Ces connaissances permettent pour chaque projet :

- des choix concernant la configuration des éléments d'échangeurs : définition des tubes ailettes (géométrie et matériaux)...
- un choix de disposition des organes de ventilation par rapport aux échangeurs.

Les hypothèses initialement admises sont précisées au cours de l'analyse qui suit le premier calcul ou, au contraire, modifiées, notamment si plusieurs solutions apparaissent concurrentes.

Des méthodes basées sur l'expérimentation ont été développées de part le monde pour le dimensionnement des aero-réfrigérants : nous nous sommes basés sur l'une d'entre elles, et plus précisément sur la méthode de **E.C. SMITH**, pour le dimensionnement des réfrigérants des cinq stations qui jalonnent le GZ3.

7.2 Description de la méthode

Elle consiste à suivre les étapes suivantes :

Etape 1 : On détermine la quantité de chaleur échangée coté gaz par la formule suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}.Cp.(T_{g1} - T_{g2}) \quad (8.1)$$

\dot{Q} : Quantité de chaleur échangée [kcal/h] ;

\dot{m} : Débit massique du gaz [kg/h] ;

C_p : Chaleur spécifique [kcal/kg.°C] ;

T_{g1} : Température entrée gaz [°C] ;

T_{g2} : Température sortie gaz en [°C].

Etape 2 : On détermine le nombre de rangées N_r , de tube des aero-réfrigérants en utilisant l'abaque correspondante (**Figure 7.1**), ainsi que le rapport R , donnée par :

$$R = (T_{g1} - T_{g2})/U \quad (8.2)$$

Avec :

T_{g1} : en °F ;

T_{a1} : Température entrée d'air ambiant, en : °F ;

U : Coefficient de transfert de chaleur, en : BTU/sqft.°F.h.

Etape 3 : Connaissant : N_r , on détermine grâce au tableau ci-dessous V_f ainsi que les *Ratio 1* et *Ratio 2*

Où :

V_f : Vitesse faciale en : ft/mn ;

Ratio 1 : Rapport : aire totale/aire faciale ;

Ratio 2 : Rapport : poids de l'aero-réfrigérant/ aire faciale ;

Le Tableau 7.1 donne V_f , *Ratio 1*, *Ratio 2* en fonction du nombre de rangées N_r .

Tableau 7.1 : V_f , *Ratio 1*, *Ratio 2* en fonction du nombre de rangées : N_r [7]

N_r	4	6	8	10	12
V_f	595	540	490	445	405
<i>Ratio 1</i>	5,04	7,60	10,08	12,64	15,20
<i>Ratio 2</i>	75	88	115	131	147

Etape 4 : Détermination de la surface faciale par itérations :

- On donne : T_{a2} relativement faible pour un premier calcul.
- On détermine la surface faciale :

$$A_{f1} = \frac{Q}{(T_{a2} - T_{a1}) \cdot V_f \cdot (1.08)} \quad (8.3)$$

Avec :

Q : Quantité de chaleur échangée, en : BTU ;

T_{a1} et T_{a2} en : °F ;

V_f : en ft/mn

1.08 : étant un facteur correctif.

Les figures 7.1 et 7.2 sont des abaques de détermination du nombre de rangées et du *Ratio 3* respectivement.

- c. On calcule la : *DTLM* (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

$$DTLM = \frac{[(T_{g1}-T_{a2})-(T_{g2}-T_{a1})]}{\text{Log}[(T_{g1}-T_{a2})/(T_{g2}-T_{a1})]} \quad (8.4)$$

- d. On calcule la surface totale des tubes nus donnée par : (On note que la surface totale des tubes ailées est égale à : 15.A)

$$A = \frac{Q}{U \cdot DTLM} \quad (8.5)$$

- e. On calcule la surface faciale normalisée : A_{f2} à l'aide du : *Ratio 1*, on obtient :

$$A_{f2} = \frac{A}{\text{Ratio 1}} \quad (8.5)$$

- f. On compare : A_{f1} et A_{f2} ; si elles sont égales à un : ϵ près on retient le choix de : T_{a2} , sinon on augmente la valeur de : T_{a2} et on reprend les calculs à partir de l'étape : (b).

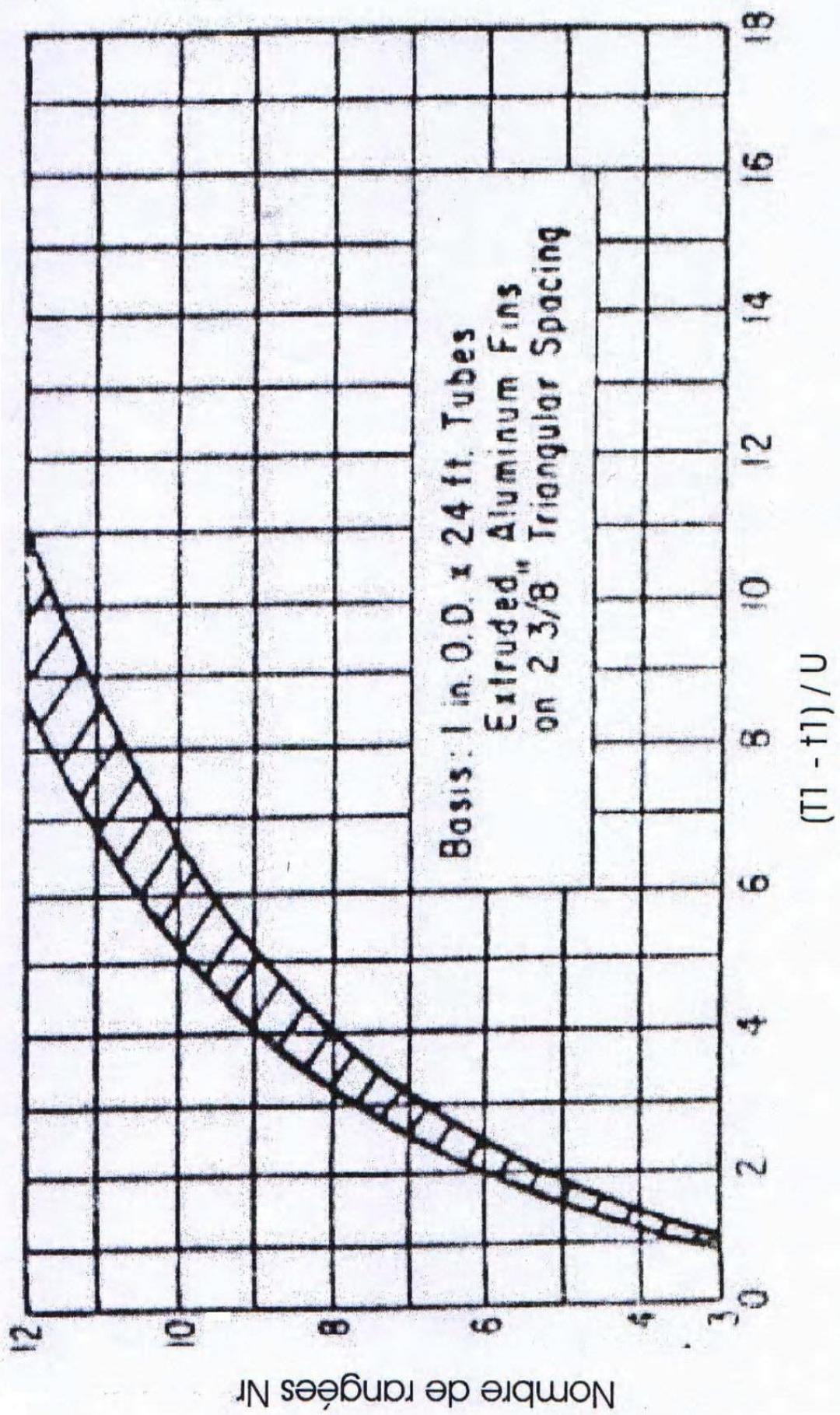


Figure 7.1 : Détermination du nombre de rangées : N_r

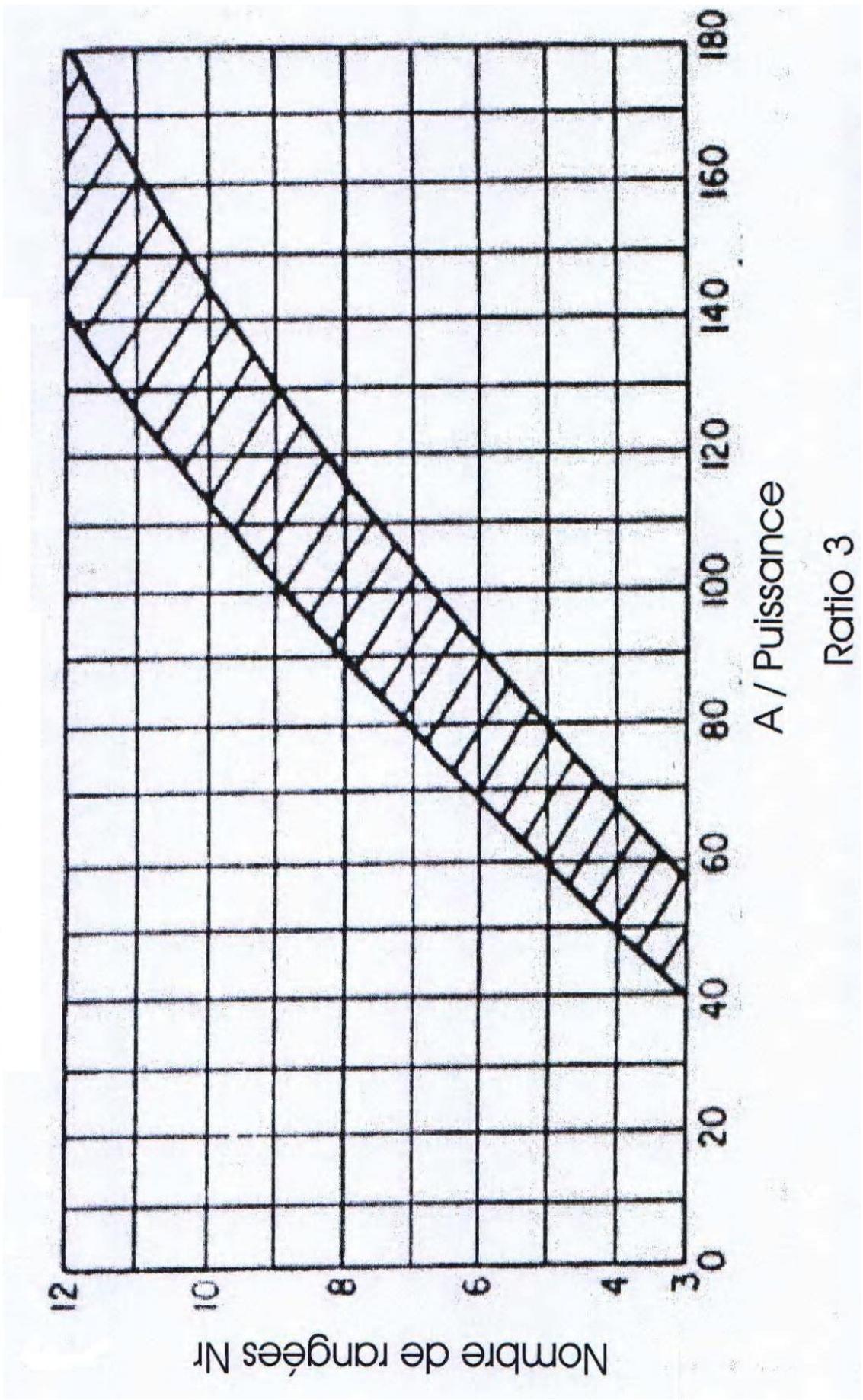


Figure 7.2 : Détermination du : Ratio 3 [5]

Etape 5 : Détermination des caractéristiques de construction :

- a. Longueur des aero-réfrigérants : la largeur étant normalisée à 30 feet soit 9.15 m, d'où :

$$L = A_{fl} / 9.15 \quad (8.6)$$

- b. Le nombre de cellules mises en place :

$$N_c = \frac{L}{l_c} \quad (8.7)$$

L : Longueur de l'aero-réfrigérant.

l_c : Largeur d'une cellule, choisie parmi les valeurs normalisées résumées dans le **Tableau 7.2** ci-après :

Tableau 7.2 : Valeurs normalisées de la largeur des cellules

Cellule nominale (feet)	Largeur cellule normalisée (m)	Largeur faisceau normalisé (m)
22	6.7	3.35
21	6.4	3.2
20	6.1	3.5
19	5.8	2.9
18	5.5	2.75
.	.	.
.	.	.
2	0.6	0.3

- c. Nombre de faisceaux : Une cellule est constituée de : 2 faisceaux :

$$N_f = 2.N_c \quad (8.8)$$

- d. Nombre de tubes à installer :

$$N_t = (L/p).N_r \quad (8.9)$$

p : étant le pas entre deux tubes

Dans nos calculs, nous prendrons une valeur de pas égale à : 6.6 cm qui est une valeur courante.

e. Nombre et dimensions des ventilateurs à installer :

Le nombre de ventilateurs est fixé par le constructeur à deux (02) par cellule, leur diamètre dépend des dimensions de cette dernière selon le **Tableau 7.3** suivant :

Tableau 7.3 : Les diamètres des ventilateurs en fonction du nombre de faisceaux et de la longueur des tubes

Nombre de faisceaux par cellule	Longueur des tubes	Diamètre des ventilateurs
2	240''	8'0''
2	288''	8'0''
2	288''	10'0''
2	360''	10'0''
2 ½	240''	8'0''
2 ½	288''	10'0''
2 ½	360''	10'0''

f. Poids approximatif de l'aero-réfrigérant :

$$Pd = \frac{A_{f2}}{\text{Ratio}2} \quad (8.10)$$

Pd : Poids approximatif en pounds

Etape 6 : Calcul de la puissance des ventilateurs :

$$P = \frac{A}{\text{Ratio}3} \quad (8.11)$$

Où : Ratio 3 est déterminé de l'abaque correspondante

Etape 7 : Débit d'air ventilé :

$$m_a = \frac{Q}{C_p \cdot (T_{a2} - T_{a1})} \quad (8.12)$$

7.3 Application numérique

Nous avons noté précédemment dans le calcul hydro thermique que les températures à la sortie des stations 2, 3, 4 et 5 étaient excessives et que l'emplacement d'aero-réfrigérants à la sortie de ces stations était plus qu'indispensable. Nous allons donc commencer par dimensionner l'aero-réfrigérant de la station 2.

7.3.1 Détermination de la chaleur échangée coté gaz

$$\dot{Q} = \dot{m}.Cp.(T_{g1} - T_{g2})$$

$$T_{g1} = 72.23 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{g2} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m = 1673196.06 \text{ kg/h}$$

$$Cp = 0.5 \text{ kcal/}^{\circ}\text{C.kg}$$

Donc : $Q = 10231593.9 \text{ kcal/h} = 40601563.8 \text{ BTU/h}$

7.3.2 Détermination du nombre de rangées

$$R = (T_{g1} - T_{g2})/U$$

$$T_{g1} = 162.014 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{g2} = 104 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$U = 70 \text{ BTU/sqft.}^{\circ}\text{F.h}$$

Le coefficient : U est déterminé à partir du Tableau fourni par le constructeur, qui désigne le facteur de transfert de chaleur des tubes et ailettes comprises.

$$R = 0.83$$

A partir de la **Figure 8.1** : $N_r = 4$

7.3.3 Détermination de la vitesse faciale, *Ratio 1* et *Ratio 2*

Connaissant le nombre de rangées et à l'aide de **Tableau 7.1**, nous avons :

- $V_f = 595 \text{ (feet/min)}$
- $\text{Ratio 1} = 5.04$

- *Ratio 2 = 75*

7.3.4 Détermination de la surface faciale

a. On fixe la température de sortie de l'air à : $T_{a2} = 128$ °F

b. On détermine la surface faciale : A_{f1}

$$A_{f1} = \frac{Q}{(T_{a2} - T_{a1}) \cdot V_f \cdot (1.08)}$$

$$Q = 40601563.8 \text{ BTU/h}$$

$$T_{a1} = 104 \text{ °F}$$

$$T_{a2} = 128 \text{ °F}$$

$$V_f = 595 \text{ feet/min}$$

$$A_{f1} = 2632.64 \text{ sqft}$$

c. Calcul de la : *DTLM* (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

$$DTLM = \frac{[(T_{g1} - T_{a2}) - (T_{g2} - T_{a1})]}{\text{Log}[(T_{g1} - T_{a2}) / (T_{g2} - T_{a1})]}$$

Donc : $DTLM = 34.99$ °F

d. Calcul de la surface totale des tubes nus : A

$$A = \frac{Q}{U \cdot DTLM}$$

Donc : $A = 16573.20$ sqft

e. Calcul de la surface faciale : F_{a2}

$$A_{f2} = \frac{A}{\text{Ratio } 1}$$

Donc : $A_{f2} = 3288.33$ sqft

On remarque que : $A_{f1} \neq A_{f2}$, dans ce cas nous devons refaire les calculs à partir de l'étape (a) après avoir corrigé la température de l'air sortant : T_{g2}

$$T_{g2}' = T_{g1} + Q / (1.08 \cdot A_{f2} \cdot V_f)$$

On trouve : $T_{g2}' = 123.21$ °F

On aura donc :

$$A_{f1}' = 3289.08 \text{ sqft} \neq A_{f2}' = 3078.38 \text{ sqft}$$

Puisque l'égalité n'est pas vérifiée, nous corrigeons à nouveau : T_{g2} jusqu'à avoir des valeurs de : A_{f1} et de : A_{f2} assez proches.

Après plusieurs itérations, $T_{g2} = 124.24$ °F nous obtenons :

$A_{f1} = 3121.7$ sqft et $A_{f2} = 3120.5$ sqft (290m^2) qui vérifie l'égalité entre les deux surfaces.

7.3.5 Détermination des caractéristiques de construction

a. Connaissant la largeur normalisée à 30 feet ($l = 9.15$ m), on détermine la longueur : L

$$L = A_{f1} / 9.15$$

Avec : $A_{f1} = A_{f2} = 290 \text{ m}^2$

Donc : $L = 31.7$ m

b. Nombre de cellules mises en place :

$$N_c = \frac{L}{l_c}$$

Où l_c est la largeur de la cellule normalisée (cf. **Tableau 7.1**). Le choix doit être fait de façon à avoir la somme des largeurs de cellules égales ou proches de la longueur : L calculée en (a).

$$\sum l_c \cong L$$

Pour une largeur de cellule : $l_c = 6.1$ m, on a : $N_c = 5$ cellules.

c. Nombre de faisceaux :

Une cellule est constituée de deux (02) faisceaux.

$$N_f = 2.N_c$$

On trouve : $N_f = 10$ faisceaux

d. Nombre de tubes à installer :

$$N_t = (L / p). N_r$$

Or : $p = 66$ mm, et : $N_r = 4$

Du coup : $N_t = 1848$ tubes

e. Nombre et dimensions des ventilateurs à installer :

Le nombre de ventilateurs est fixé par le constructeur à deux (02) par cellule :

$$N_v = 2.N_c$$

Or : $N_v = 10$

Le diamètre des ventilateurs est tiré du **Tableau 7.2**

$$D_v = 10 \text{ feet} = 3\text{m}$$

f. Poids approximatif de l'aero-réfrigérant :

$$Pd = \frac{A_{f2}}{\text{Ratio } 2}$$

Or : $A_{f2} = 3120.5$ sqft, et : $\text{Ratio } 2 = 75$

D'où, on trouve :

$$Pd = 234037.5 \text{ pounds} = 10.60 \text{ tonnes}$$

7.3.6 Puissance absorbée des ventilateurs

$$P = \frac{A}{\text{Ratio } 3}$$

Où : $A = 16573.20$ sqft, et : $\text{Ratio } 3 = 60$ (cf. **Figure 7.2**)

Donc : $P = 276 \text{ hp} = 202 \text{ kw}$

7.3.7 Débit d'air ventilé

$$m_a = \frac{Q}{C_p \cdot (T_{a2} - T_{a1})}$$

Où : $Q = 40601563.8$ BTU/h, $T_{a1} = 104$ °F, $T_{a2} = 128$ °F et $C_p = 0.5$ kcal/°C.kg

D'où : $m_a = 1624.062552$ T/h

Nous adapterons la même démarche pour le dimensionnement des aero-réfrigérants des stations : SC3, SC4 et SC5, nous résumerons les résultats obtenus dans le tableau suivant :

Tableau 8.3 : Tableau récapitulatif du dimensionnement des aero-réfrigérants

Element	Symbole	Désignation	Unité	SC2	SC3	SC4	SC5
Gaz	Q_m	Débit massique	T/h	1673,96	1661,13	16490,29	1636,45
	Q	Quantité de chaleur échangée	kcal/h	40601564	33947338	30199477	27477295
	$Tg1$	Température entrée gaz	°C	72,23	70,3	69,23	68,46
	$Tg2$	Température sortie gaz	°C	60	60	60	60
Air	$Ta1$	Température entrée gaz	°C	40	40	35	35
	$Ta2$	Température sortie gaz	°C	51,24	50,84	47,72	47,57
	Nr	Nombre de rangées		4	4	4	4
Aero-refrigérant	Nt	Nombre de tubes		1848	1667	1218	1164
	Af	Aire faciale	m ²	289,9	251,72	190,35	175,67
	A	Aire totale	m ²	1461,12	1268,68	959,36	885,39
	Nc	Nombre de cellules		5	5	3	3
	Nf	Nombre de faisceaux		10	10	6	6
	lc	Largeur de cellule	m	6,1	5,5	6,7	6,4
	Nv	Nombre de ventilateurs		10	10	6	6
Ventilateurs	P	Puissance	kw	202	176	133	123

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail présenté consiste à confirmer par un calcul hydro thermique, avec différentes configurations de marche, que les températures au refoulement des stations de compression de gaz naturel du gazoduc GZ3 sont excessives et d'en tirer les conséquences immédiates sur son régime thermique.

L'installation de réfrigérants de gaz aux refoulements des stations constitue l'unique solution envisageable pour le problème des températures à ce jour, car les valeurs excessives de ces dernières représentent des contraintes importantes, autres que les pertes de charges ainsi que la perte en débit, comme elles risquent d'être nuisible au revêtement de la ligne.

Outre la protection de la conduite elle-même et de son revêtement, l'abaissement de la température assure une économie en puissance absorbée et un gain en débit pouvant aller jusqu'à 45.000 sm³/h. Ce gain en débit, qui représente 2.14% de la quantité de gaz totale transportée, engendre un apport financier assez important aux recettes annuelles du GNL.

Des études faites dans ce mémoire, la conclusion qu'on peut tirer c'est l'installation des réfrigérants à air est la solution la plus raisonnable et la moins coûteuse, ce qui nous amènera à introduire ces derniers dans les stations de compression présentes tout au long du gazoduc GZ3, excepte la première station, qui donne une température de refoulement assez acceptable.

Références bibliographiques

- [1] : Alexandre ROJEY, Bernard DURAND, Claude JAFFRET, Sophie JULLIAN, Michel VALAIS, Le gaz Naturel : Production Traitement Transport. Publications de l'institut Français du Pétrole, Edition Technip, 1994.
- [2] : Vincent J. GENOD, ENSMP, Le transport des hydrocarbures liquides et gazeux par canalisation, Publications de l'ENSPM, Edition Technip, 1980.
- [3] : M. TERR Nabil, Le transport du gaz naturel : Alrar – Arzew, Séminaire (Tripoli-Lybie) Archives SONATRACH-TRC, 2002.
- [4] : Schlumberger, Manuel pour le transport et la distribution des hydrocarbures, Edition 1985.
- [5] : M. A. BOUHDJER, Cours de Transfert Thermique, Ecole Nationale Polytechnique, Département de Génie Mécanique, 2005/2006.
- [6] : Institut Français du Pétrole (IFP), AIDE-MEMOIRE de l'industrie du gaz naturel, Edition Technip, 1994.
- [7] : ENSPM, Dimensionnement, Conception Mécanique des Echangeurs de Chaleur condenseurs et Aero-réfrigérants, Editions Tchnip, 1989.
- [8] : A. BOLDY, Pressure surges and fluid transients in Pipe-lines and open channels, ebook, 1996.
- [9] : E.C. SMITH, Chemical Engineering, Edition , 1978.
- [10] : Air-cooled Heat Exchangers for General Refinery Service, Refining Department, 3rd Edition, Publication de : « American Petroleum Institut », 1992.
- [11] : R. COMOLET, 3^{ème} édition, Mécanique Expérimentale des fluides Tome II : Dynamique des fluides réels – Turbomachines. Paris, Edition Masson, 1982.
- [12] : Gasunie, Physical properties of natural gases. N.V. Nederlandse Gasunie, Juin 1998.

- [13] : Jacques BONNIN, Technique de l'ingénieur article « BL4 : A738 » , Ecoulement des Fluides dans les tuyauteries, Paris, Edition Technip, 1983.
- [14] : R. COMOLET, Analyse dimensionnelle et théorie des maquettes, Paris, Edition Masson 1978.
- [15] : R. Techo., R.R Tickner, R.E James, An accurate equation for the computation of the friction factor smooth pipes from the Reynolds number, Paris, Journal of Applied mechanics, 1965.

Annexes

Annexe A

Facteur de compressibilité

Compressibilité d'un gaz sec

En mesurant la pression : P et la température : T , il est possible de déterminer expérimentalement, pour le gaz étudié, l'équation d'état qui relie le volume molaire : V du gaz considéré à la pression : P et la température : T .

$$f(P, V, T) = 0$$

Le comportement du gaz étudié est comparé à celui d'un gaz parfait en introduisant le facteur de compressibilité Z :

$$Z = \frac{V}{V^*} = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}$$

En désignant par : V^* le volume molaire d'un gaz parfait.

La masse volumique ρ est reliée au facteur de compressibilité par la relation :

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{P \cdot M}{Z \cdot R \cdot T}$$

$Z = 1$: pour un gaz parfait. Pour un gaz naturel, le facteur de compressibilité : Z varie avec la pression. Il tend vers : 1 lorsque la pression tend vers : 0, le comportement du gaz se rapprochant alors de celui d'un gaz parfait. Lorsque la pression augmente, il passe par un minimum avant de croître pour les pressions élevées.

En l'absence de mesures expérimentales, le facteur de compressibilité : Z peut être estimé par des corrélations empiriques si la composition du gaz est connue.

Une première méthode consiste à estimer le facteur : Z à partir des coordonnées réduites (température et pression réduite) :

$$\boxed{P_R = \frac{P}{P_{PC}}} \text{ Et : } \boxed{T_R = \frac{T}{T_{PC}}}$$

En utilisant l'abaque de : *Standing et Katz*

Les termes T_{PC} et P_{PC} représentent respectivement la température et la pression pseudo-critique du gaz, et sont défini par les relations de *Kay* :

$$\boxed{P_{PC} = \sum_i y_i \cdot P_{C_i}} \text{ Et : } \boxed{T_{PC} = \sum_i y_i \cdot T_{C_i}}$$

P_{C_i} , T_{C_i} et y_i : représentent respectivement : la pression critique, la température critique et la fraction molaire du constituant, présent dans le mélange.

Annexe B

Pression critique et Température critique d'un mélange de gaz

Le calcul de la pression et de la température critiques d'un mélange de gaz connu est compte tenu qu'une multitude de variables et de fonctions dépendent d'eux.

Ce calcul n'est qu'un calcul approximatif les variables critiques peuvent être calculer par la méthode suivante qui se réfère à un état pseudo critique :

La règle de Kay's (Weighted average method)

Cette méthode donne :

Pression pseudo critique P_c :

$$P_c = \frac{\sum_{i=1}^n n_i \cdot P_{c,i}}{100}$$

Température pseudo critique T_c :

$$T_c = \frac{\sum_{i=1}^n n_i \cdot P_{c,i}}{100}$$

Où :

P_c : Pression pseudo critique [KPa] ;

n : Nombre de composants ;

n_i : Concentration du composant i [% mol] ;

$P_{c,i}$: Pression critique du composant i [KPa]

T_c : Température pseudo critique du mélange de gaz [K]

$T_{c,i}$: Température critique du composant i [K]

Annexe C

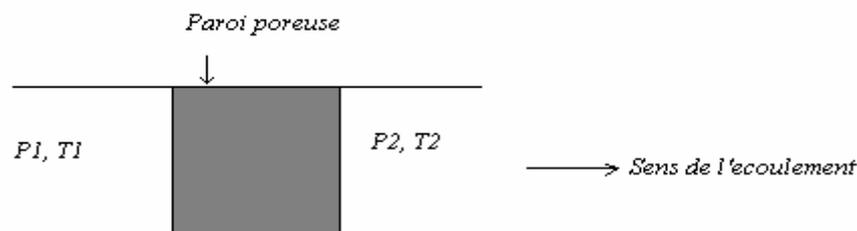
Détente de Joule-Thomson

En tenant compte des échanges de chaleur avec les terrains et le refroidissement du gaz dû à la détente de Joule-Thomson, on détermine la répartition de la température le long de la canalisation.

Principe de l'expérience de Joule-Thomson

Elle consiste à faire détendre en régime permanent, de façon adiabatique, un gaz à travers une paroi poreuse. La détente est suffisamment lente pour qu'on puisse négliger la variation d'énergie cinétique. La variation de la température du fluide au cours de la détente est exprimée par le coefficient de Joule-Thomson :

$$\mu_{J-T} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_H$$



Expérience de Joule-Thomson

Pour le gaz parfait : $\mu_{J-T} = 0$. Il résulte donc que la détente d'un gaz parfait à lieu sans variation de température.

Si on relie le coefficient de Joule-Thomson aux dérivées partielles de la fonction enthalpique en écrivant :

$$dH = \left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T dP + \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P dT$$

D'où on tire :

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_H = -\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T / \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P = \mu_{J-T}$$

Or : $\left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P = Cp$

Alors : $\mu_{J-T} = \frac{-\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T}{Cp}$ Et : $\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T = V - T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$

D'où :

$$\mu_{J-T} = \frac{T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P - V}{C_p}$$

Si on fait intervenir le facteur de compressibilité, l'expression de Joule-Thomson devient :

$$\mu_{J-T} = \frac{\frac{RT^2}{P} \cdot \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P}{C_p}$$

Or : $\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P$ est calculée par une relation établie par : BERTHELOT :

$$Z(P, T) = 1 + \frac{9}{128} \cdot \frac{P}{P_c} \cdot \frac{T_c}{T} \cdot \left[1 - 6 \cdot \frac{T_c^2}{T^2}\right]$$

Avec :

C_{p_0} : Chaleur spécifique du gaz à l'état idéal

P : Pression [bar]

T : Température [K]

Répartition de la température le long d'un gazoduc

Pour obtenir la formule qui correspond le mieux à la répartition réelle de la température le long d'un gazoduc, il faut tenir compte de l'effet Joule-Thomson.

L'équation du bilan thermique d'un tronçon élémentaire du gazoduc de longueur dx est :

$$Q = -U_g \cdot \pi \cdot D_{rev} \cdot dx \cdot (T_{moy} - T_s) \quad (1)$$

Avec : $T_{moy} = (T_1 + T_2)/2$ Et : $U_g = (U_{g1} + U_{g2})/2$

U_g : Conductance globale moyenne [J/m².s.K]

D_{rev} : Diamètre du revêtement [m]

dx : Longueur élémentaire du tube [m]

T_s : Température du sol [K]

Si on admet que la chaleur qui résulte de frottement est négligeable, le premier principe de la thermodynamique nous donne :

$$Q = m \cdot C_{p_m} \cdot (T_2 - T_1) + m \cdot g \cdot (Z_2 - Z_1) + m' \cdot \left[\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}\right] \quad (2)$$

Q : Chaleur perdue au cours de l'écoulement [W]

T_1 : Température de départ [K]

T_2 : Température d'arrivée [K]

$Z_2 - Z_1$: Différence d'altitude [m]

m' : Débit du gaz [kg/s]

V_1 : Vitesse de départ [m/s]

V_2 : Vitesse d'arrivée [m/s]

En faisant l'égalité entre : (1) et (2), on trouve :

$$m'.Cp_m.(T_2 - T_1) + m.g.(Z_2 - Z_1) + m'.\left[\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}\right] = -U_g.\pi.D_{rev}.dx.(T_m - T_s)$$

On obtient finalement :

$$T_2 = \frac{W.(2T_s - T_1) + m'.\left[Cp_m.T_1 - \left(\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2}\right) - g.(Z_2 - Z_1)\right]}{m'.Cp_m + W}$$

$$\text{Avec : } W = \frac{1}{2}.\pi.D_{rev}.dx.U_g$$

Cette solution est résolue par une méthode itérative, on propose une température d'arrivée :

$T_2 = T'_2$, puis on calcule : Cp_m , U_g et T_2 et on vérifie le test : $|T_2 - T'_2| < \varepsilon$

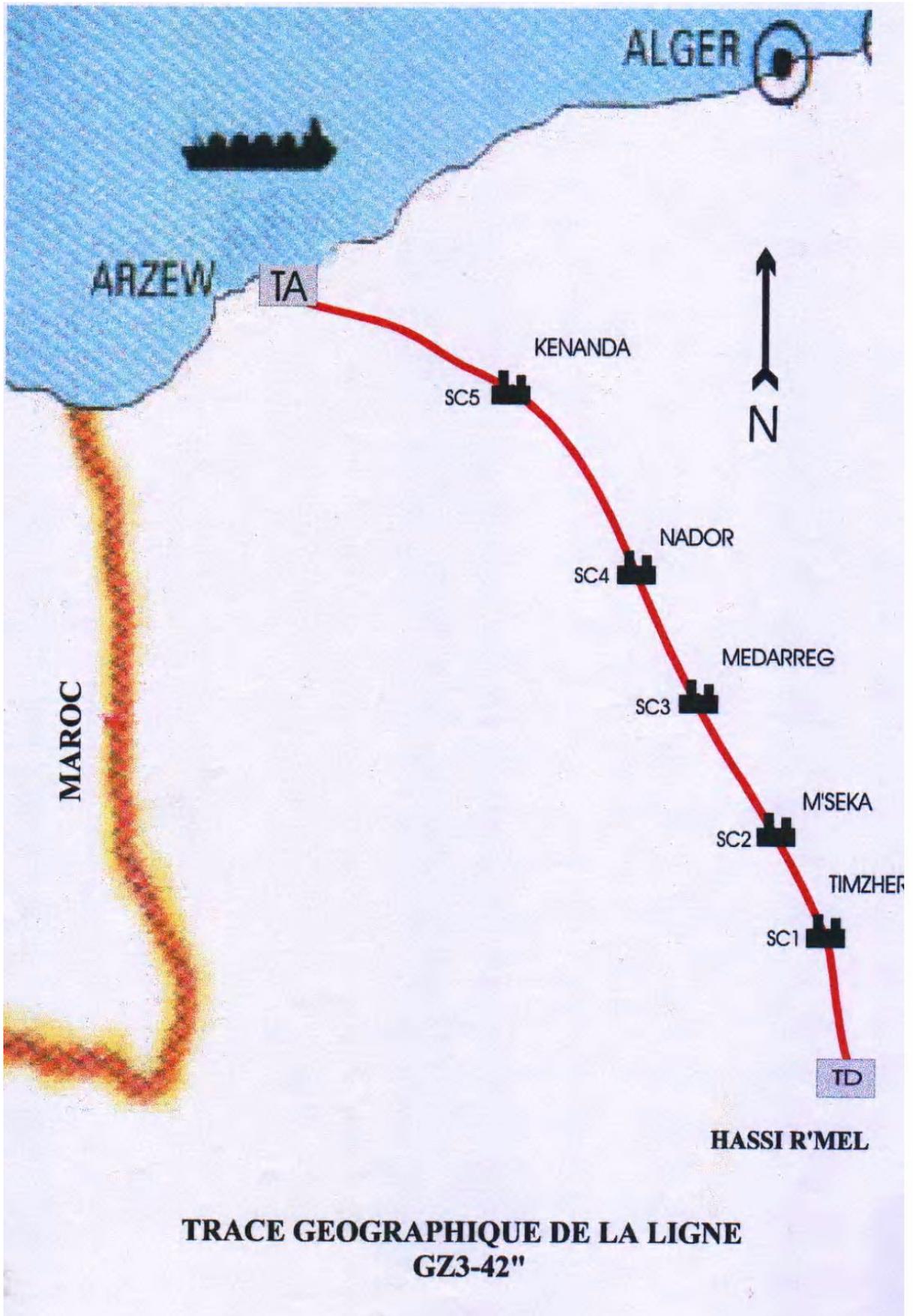
Où :

ε : Précision du test.

Si l'erreur est importante, on refait l'itération jusqu'à convergence ; Après la convergence on introduit le coefficient de Joule-Thomson qui représente le refroidissement par détente.

$$T_{2 \text{ réel}} = T_2 - \mu_{J.T.}(P_2 - P_1)$$

Annexe D



**TRACE GEOGRAPHIQUE DE LA LIGNE
GZ3-42"**

Annexe E

Revêtement de la ligne GZ3

1. Généralités

Les canalisations en acier utilisées pour l'acheminement des produits pétroliers sont en général enterrées. Le but du revêtement est de les isoler du milieu environnant pour limiter l'intensité globale du courant de protection et améliorer ainsi la portée des installations de protection cathodique.

Il est toutefois important de remarquer qu'un revêtement, s'il diminue l'intensité globale de la corrosion, concentre au droit des défauts, les phénomènes de dissolution électrochimique. Dans ces conditions, il s'avère nécessaire de placer sous protection cathodique, toute conduite revêtue, aussitôt après sa mise en fouille ou en souille, on obtient alors une protection sûre.

2. Qualité d'un revêtement

Le revêtement est généralement constitué par un ensemble de matériaux isolants tel que : la peinture bitumeuse. Afin d'assurer correctement son rôle dans le temps, un revêtement doit posséder les qualités suivantes :

- Avoir une résistivité élevée pour présenter, sous l'épaisseur d'application, une résistance électrique convenable.
- Avoir une excellente adhérence avec le métal pour éviter toute propagation d'un défaut de continuité accidentel.
- Etre suffisamment étanche, continue et homogène pour ne pas être imprégné par le milieu électrolytique environnant.
- Présenter une grande inertie :

Aux agents biologiques et chimiques contenus dans le sol et dans l'eau, résultats des réactions de corrosion ou de protection cathodique, et aux puits transportés en cas de fuite accidentelle.

- Présenter une bonne résistance aux contraintes mécaniques et thermiques provoquées par les mouvements relatifs du sol et de la conduite sous l'action des fluides transportés.

Si toutes ces exigences sont satisfaites, le revêtement pourra sans grand affaiblissement garder dans le temps ses caractéristiques mécaniques et électriques initiales.

3. Caractéristiques et composition du revêtement du GZ3

Pour le GZ3 on a utilisé le revêtement à chaud, type : « C », ce type de revêtement est épais à liants hydrocarbonés. Il assure dans la plupart des cas un excellent isolement électrique et supporte des températures d'utilisation assez élevées, il est constitué de :

Une couche d'impression ou primer

C'est produit fluide, s'appliquant à froid, de même nature que le revêtement proprement dit, et destiné à assurer l'adhérence du revêtement épais sur le tube. Il est appliqué en une couche uniforme qui doit être à peine sèche lors de la mise en place du revêtement épais.

Le primer retenu est le : OD-826.00, fourni par : « BITUMES SPECIAUX »

Une couche de revêtement à chaud

C'est un produit solide à froid qui doit être capable de supporter sans altération un chauffage prolongé à une température à laquelle le produit acquiert une viscosité permettant son application sur le premier tube. Selon les recommandations de l'ingénieur conseil SOFREGAZ, le produit choisi pour cette couche est le : BRAI DE HOUILLE de type : HS-914.02, fourni par : « BITUMES SPECIAUX »

Une armature en voile de verre

Elle est appliquée en même temps que le revêtement à chaud, et noyée dans la masse du revêtement. Après refroidissement, le produit doit conserver toute sa plasticité dans la gamme de température où il aura à travailler.

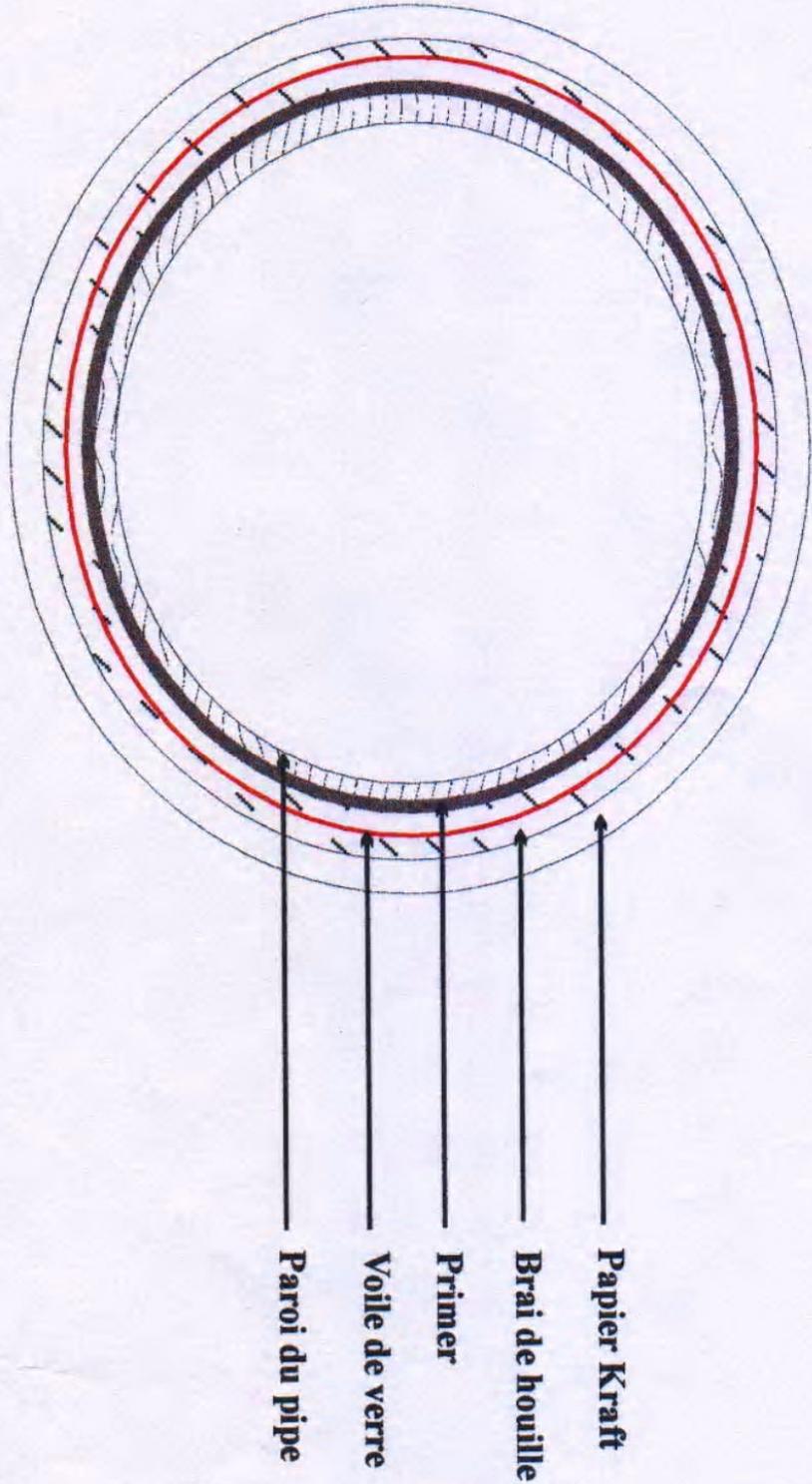
Un papier Kraft

C'est un simple emballage protecteur servant uniquement à la mise en fouille de façon à éviter les dégradations du revêtement proprement dit :

Il est constitué de deux supports de papier crêpé, contrecollé à l'email à chaud.

Le papier Kraft utilisé pour le GZ3 est du type : « ERNETT-BOHL »

COMPOSITION DU REVETEMENT DU GZ3-42"



Annexe F

Présentation du logiciel PIPEPHASE

PIPEPHASE est un code de calcul puissant, équilibré, multiphasé, de flux de liquide (gaz, liquide, diphasique etc...), pour prévoir des pressions, des températures et des « pièges de pétrole » dans les puits, des lignes d'écoulement, des systèmes de collecte et de distribution. Il est efficace pour concevoir de nouveaux systèmes, surveiller les systèmes courants et prévenir ou résoudre des problèmes.

PIPEPHASE inclut des possibilités d'optimisation puissantes appelées **NETOPT** qui permettent d'augmenter la performance du réseau, en définissant des objectifs opérationnels spécifiques. Par exemple, on peut employer ce logiciel avec le module ajouté de **NETOPT** pour :

- Maximiser la production de pétrole à partir d'un système des puits fonctionnant par récupération de gaz par injection limitée (maintien de pression) ;
- Réduire au minimum les coûts pour un nouveau système de canalisation.

Comme il permet aussi :

- De fonctionner en modes d'estimation et de conception ;
- De fournir des données concernant des pipes, les pièces et les équipements ;
- La conception, **PIPEPHASE** calcule la taille des lignes ;
- Des études de cas peuvent être réalisées dans le mode de conception ou d'estimation ;
- Des analyses nodales peuvent être exécutées sur des liens simples.

Il est doté de deux applications spéciales : **Gaslift** et **Sphering**, concernant la production de pétrole et le transport de gaz, peuvent être modélés avec **PIPEPHASE**.

On peut employer ce logiciel également pour étudier les effets de la récupération de gaz par injection au puits et pour optimiser l'attribution du gaz récupéré sur plusieurs puits.

Le raclage est employé pour augmenter l'efficacité de débit dans les canalisations multiphase (plusieurs produits) de gaz humide sec.

PIPEPHASE peut optimiser des problèmes de réseau de toute taille. On peut réduire au minimum ou maximiser n'importe quelle fonction objective ou même accorder votre simulation pour assortir des données mesurées, tout en tenant compte des contraintes opérationnelles ou conceptuelles.

PIPEPHASE peut être optimisé avec le temps ayant pour résultat la conception, la planification, les prévisions et l'opération optimisée efficace d'un champ.

Il y sept types de fluides « modelables » en PIPEPHASE :

- Composition ;
- Non composé ;
- Pétrole brut ;
- Gaz condensat ;
- Gaz ;
- Liquide ;
- Vapeur ;
- Pétrole brut composé.

Le type de fluide détermine la manière avec laquelle le programme peut obtenir les propriétés physiques nécessaires pour des calculs de chute de pression et de transfert thermique à partir de la banque de données de PIPEPHASE, à partir des corrélations empiriques intégrées, ou à partir d'entrées introduites par l'utilisateur.