

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE CHIMIQUE

1er

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

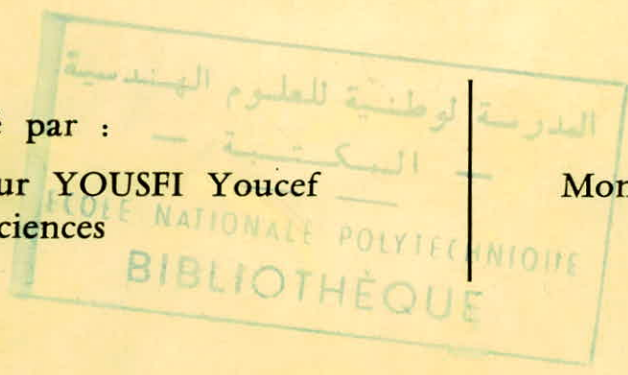
OPTIMISATION  
D'UN PIPE-LINE

Proposé par :

Monsieur YOUSFI Youcef  
Dr es sciences

Etudié par :

Monsieur MOUSSAOUI Foudil





ECOLE

NATIONALE

POLYTECHNIQUE

- F) L G E R -

-----

PROJET DE FIN D'ETUDES

---oOo---

SUJET :

( ) OPTIMISATION D'UN PIPELINE

PROPOSE PAR: MONSIEUR YOUSFI

ETUDIE PAR : MOUSSAOUI FOUJIL

SOUS LA DIRECTION DE : MM. YOUSFI ET DELBOUYS

F)NNEE NIVERSITAIRE 1973-1974

-----oOo---

"QUE MES PARENTS, MES FRERES, MES SŒURS ET MES AMIS  
TROUVENT ICI L'EXPRESSION DE MA PROFONDE AFFECTION"

---oOo---

Que tous les Professeurs qui ont contribué à ma formation  
veuillent trouver dans ce modeste ouvrage l'expression de  
toute ma gratitude.

Ma reconnaissance à Monsieur YOUSFI et Monsieur DELBOUYS  
pour toute l'aide, les suggestions, les critiques et  
l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.

Mes remerciements :

- Aux jurés :

Mr. YOUSFI (Président)

Mr. DELBOUYS

Mr. WALDE

Mr. BRIANT

Mr. MICHEL

- à tous ceux qui m'ont aidé dans la réalisation et  
la frappe du projet en particulier Monsieur  
KEMIH Ahcène Comptable à la SONIPEC. Et Monsieur  
KIHAL Mouloud.

- à MM WALDE et TASCA pour leurs judicieux conseils.

---oOo---

S O M M A I R E

P A G E

I) <u>I N T R O D U C T I O N</u>	1
II) <u>NOTIONS SUR LES PIPELINES</u>	3
III) <u>CALCUL DES PERTES DE CHARGES</u>	12
IV) <u>OPTIMISATION</u>	21
V) <u>PROGRAMMATION</u>	35
VI) <u>C O N C L U S I O N</u>	47
VII) <u>A N N E X E S</u>	49

- I N T R O D U C T I O N -

---oo---

Dans le cas d'un circuit industriel comportant des pompes, le diamètre de la conduite n'est pas imposé par les lois de l'écoulement. Il sera le plus souvent déterminé par des conditions économiques.

Si on choisit un petit diamètre, les frais d'investissement seront plus faibles, mais les pertes d'énergie en exploitation plus élevées (ce qui correspond à une dépense pour une pompe). Au contraire, si on augmente le diamètre, les frais d'investissements augmentent et les pertes d'énergie en exploitation diminuent. La solution idéale consiste à choisir un compromis entre ces deux points de vue. Tel est le but de notre travail.

Quelle technique utiliser pour parvenir à cet optimum ? il serait vain de chercher dans la littérature courante un aperçu aussi bref soit-il sur une quelconque méthode d'optimisation relative aux pipelines.

Cependant, on peut concevoir que ces méthodes, si elles atteignent le même optimum, ne diffèrent entre elles que par la façon plus ou moins rapide et simple pour y parvenir.

La technique que nous avons utilisée est simple. Elle consiste à choisir un certain nombre de tubes de diamètres différents, normalisés. Pour chaque tube, on calcule l'investissement  $I_c$  sur la conduite (acier + pose), l'investissement sur les pompes  $I_p$ , sur les moteurs  $I_m$  et les frais d'entretiens des moteurs  $I_e$ . Connaissant l'investissement total  $I_t$  tel que  $I_t = I_c + I_p + I_m + I_e$ ; on porte graphiquement  $I_t = f(D)$ . Le minimum de cette courbe est le point cherché.

Pour éviter les calculs fastidieux qu'impose cette méthode, dans un deuxième stade nous avons jugé bon d'élaborer un programme sur ordinateur.

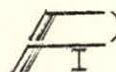
Enfin disons que notre travail comporte deux parties distinctes ; une partie dite théorique traitant de quelques notions simples sur les pipelines d'une part et d'autre part du calcul des pertes de charge dans les conduites industrielles ; une seconde partie traitant de l'optimisation proprement dite.



// O T I O N S

S U R

L E S

 P E L I N E S

---oOo---

## INTRODUCTION

Le transport par canalisation a pris dans les dernières décennies, une importance de plus en plus grande qui a correspondu à une augmentation constante des quantités de produits mis en oeuvre et des consommations faisant ressortir l'intérêt des moyens de transport massifs.

Il paraît donc nécessaire que des ingénieurs appelés à travailler dans des sociétés pétrolières, et ayant à ce titre à traiter de problèmes de transport, aient une connaissance suffisante des différents aspects des problèmes de pipeline pour pouvoir juger l'intérêt de leur installation pour le transport de gaz, de brut ou de produits raffinés.

Le rôle de l'ingénieur dans une société sera de superviser l'ensemble en tant que maître de l'oeuvre, ce qui suppose des connaissances suffisantes pour apprécier et former un jugement sur :

- l'intérêt économique de l'installation
- les caractéristiques essentielles du projet
- la selection des constructeur et des fournisseurs
- éventuellement, l'exploitation.

Le but de cette partie théorique sera donc de passer en revue et d'évaluer les problèmes que pose une installation de pipeline.

//) DEVELOPPEMENT ET ECONOMIE DES CANALISATIONS

A GRANDE DISTANCE

Le choix d'un mode de transport se ramène toujours finalement à une étude de prix de revient. De nombreux cas différents peuvent, bien entendu, se présenter suivant les caractéristiques géographiques et l'existence ou la non-existence de moyens de transport classiques : voies navigables, chemins de fer.

Les Etats-Unis ont été le premier pays où les pipelines ont connu un énorme développement, et ils restent de loin en tête pour l'importance du réseau actuellement en service. C'était, en effet, un champ idéal de développement, alliant de grandes étendues continentales où le pipeline concurrençait aisément les moyens de transports classiques à des hauts niveaux de consommation des produits pétroliers.

Le tableau I donne une idée de l'échelle et de la rapidité de développement de ce réseau .

A une échelle bien différente et quelques dizaines d'années en retard, l'Europe, malgré une pénétration maritime et fluviale très profonde, a entrepris de construire un réseau important de grosses canalisations de transports, lié au développement explosif de sa consommation de produits pétroliers multipliée par plus de 5 dans les treize ans qui ont été de 1950 à 1963.

Pour le pétrole brut, le développement des raffineries de l'intérieur, situées à proximité des zones de consommations à entraîné la construction d'un réseau de 3600 et bientôt 4800 km de canalisations de 20 à 42 pouces, reliant les principaux ports capables de recevoir les tankers les plus gros prévisibles dans un avenir de quelques années à ces raffineries.

En ce qui concerne l'Algérie, disons que dans les années à venir les gazoducs prendront le pas sur les oléoducs.

Les réserves récupérables en gaz naturel sont estimées à 2.500 Milliards de m<sup>3</sup>. Un seul gazoduc existait avant 1972 ; il reliait Hassi-R'Mel-ARZEW (Ø : 605 mm ; longueur : 500 km ; capacité : 3 Milliards de m<sup>3</sup>/an).

En 1972, réalisation du gazoduc HASSI-R'MEL SKIKDA (Ø : 908mm ; longueur : 580 km ; capacité : 13 Milliards m<sup>3</sup>/an.

En 1973, mise en service du gazoduc HASSI-R'MEL ARZEW (Ø : 900 mm ; longueur : 505 km, capacité : 10 Milliards m<sup>3</sup>/an.

La réalisation du gazoduc HASSI-R'MEL ITALIE est en cours. Ce Pipe alimentera l'Europe en gaz naturel.

Pour les oléoducs, le réseau après le plan quadriennal s'établira comme suit :

	Capacité	longueur
	Mil./Tonnes	Km
HAUD EL HAMRA-BEJAIA.....	14	660
EDJELE-SKIRRA.....	12	775
HAUD EL HAMRA-ARZEW.....	22	800
MESDAR - SKIKDA.....	30	800

## DEVELOPEMENT DES PIPELINES AUX USA (BRUTS + FINIS)

Annee	Petrole brut	Produits finis	TOTAL
1925	72 000		72 000
1930	93 000		93 000
1940	105 000	14 000	119 000
1949	115 000	33 000	148 000
1955	126 000	59 000	185 000
1961	113 000	86 000	199 000
1967	114 000	104 000	218 000
1970	121 000	116 000	237 000

TAB LEAU I

MOYEN DE TRANSPORT	PRIX DE TRANSPORT centimes / m <sup>3</sup> km
Camion Citerne	15 à 20
Wagon citerne	5 à 15
Petrolier de 50 000 t dw	0,20
Petrolier de 100 000 t dw to	0,15
Petrolier de 250 000 t dw	0,10
P.L. Sud europeen (34") , debit 10 mt/an	1,00
P.L. Sud europeen (34") , debit 30 mt/an	0,75
P.L. Wilhemschafen - Cologne (24")	1,50
colonial pipeline (TEXAS - NEW JERSEY - 36, 32, 30")	0,40

TAB LEAU II

Dans le reste du Monde enfin, les pipelines traversent les grandes étendues continentales, que ce soient des pipelines de défrèchement des gisements amenant le brut ou le gaz à la mer ou au lieu de raffinage, ou que ce soient des pipelines de transport proprement dits en concurrence avec les tankers lorsque l'économie de distance qu'ils permettent est suffisante pour en justifier l'installation. C'est le cas par exemple de la ligne transarabienne, qui permet d'éviter le long détour de la péninsule arabique et la traversée du Canal de Suez par les tankers.

Les moyens de transport concurrents du pipeline sont, dans l'ordre des prix de revient croissants :

- le transport maritime par gros bateaux citernes,
- le transport fluvial,
- le transport par fer.

A titre d'exemple, le tableau II donne quelques indications sur des prix de transport en Europe et aux Etats-Unis en centimes par mètre cube par kilomètre de distance.

Les caractéristiques importantes de la canalisation celles qui déterminent avant tout l'importance de l'investissement sont le diamètre et l'épaisseur des tubes.

Le choix du diamètre fixant, pour une capacité donnée, la perte d'énergie par friction au cours du transport, donc la quantité totale d'énergie à injecter pour assurer ce transport.

I) LE DIAMETRE :

L'évaluation des pertes de charge dans un pipeline de grande longueur est délicate :

- parce qu'elle a une influence très directe sur le prix de l'installation, son coût d'exploitation et qu'elle conditionne finalement la capacité de transport.

- parce que l'incertitude sur l'état de rugosité interne des tubes, sur la valeur exacte du diamètre, telle qu'elle résulte des tolérances de fabrication, introduit un facteur d'imprécision que seule l'expérience permet de ramener dans des limites suffisamment étroites.

II) L'ÉPAISSEUR :

En premier lieu, il est nécessaire de fixer la relation entre l'épaisseur de la paroi et la pression maximale de service en fonction des caractéristiques de l'acier et des conditions d'exploitation.

1) Calcul de la contrainte tangentielle due à la pression dans les tubes.

La contrainte tangentielle dirigée suivant une tangente au cercle s'exprime par la formule empirique de BARLOW :

$$S = \frac{P \times D}{2t}$$

dans laquelle D est le diamètre extérieur, t l'épaisseur, S la contrainte.

2°) Caractéristiques des aciers

Les qualités d'acier couramment utilisées dans la construction des pipelines sont définies dans deux spécifications de l'A P I, dénommées 5 L pour les qualités normales et 5 L X pour les qualités à haute résistance.

3°) Notion de pression maximale de service

La pression de service peut être définie comme la pression maximale dans des conditions d'exploitation normale, ou la pression maximale tenant compte des surpressions accidentelles et passagères causées par des incidents inopinés.

### III) Evaluation de la puissance absorbée

Les caractéristiques de la canalisation ainsi définies, diamètre et épaisseur permettant de fixer pression de service et perte de charge, conduisent à la détermination de l'énergie de pression à fournir au fluide par pompage.

La formule donnant la puissance hydraulique théorique à fournir à un fluide incompressible pour elever sa pression d'une valeur P est facile à établir en écrivant que l'énergie est égale à celle nécessaire pour elever le fluide d'une hauteur correspondant à l'augmentation de pression. On obtient la formule :

$$W_{th} = Q P$$

dans laquelle :

$W_{th}$  = puissance théorique en Watt

$Q$  = débit en m<sup>3</sup>/s

$P$  = pression exprimée en Pascals

La puissance réelle est obtenue en divisant la valeur précédente par le rendement global du groupe.

On peut calculer pour une canalisation transportant un liquide, la puissance totale nécessaire, et ceci indépendamment du découpage de cette puissance, c'est à dire de l'espacement des stations de pompage. Ce découpage est fixé par la pression de service maximale qui détermine le sectionnement de la ligne, la répartition et la puissance unitaire des stations de pompage compte tenu du relief et des conditions de pression statique dues aux différences d'altitude.

---oOo---

### I) Source d'énergie et moteurs d'entraînement

Le choix de la source d'énergie est dicté par des considérations d'ordre économique ; elle peut être soit l'énergie électrique fournie par un réseau de distribution, soit un carburant pétrolier, en général celui transporté dans la ligne. Dans le cas des pipelines de brut ou de produits finis, l'électricité peut être compétitive quand on dispose, à proximité des stations, de sources de courant à bon marché. L'Installation de moteurs électriques est en général beaucoup moins coûteuse que celle des moteurs Diesel.

Les moteurs électriques ont une grande robustesse et présente une facilité d'entretien. Leur inconvénient dans l'exploitation est l'impossibilité de faire varier la vitesse sinon par des dispositifs coûteux et de rendement le plus souvent médiocre.

### II) Les Pompes :

Pour les pompes, les courbes caractéristiques qui définissent les conditions d'utilisation sont les courbes de la pression engendrée, de la puissance et du rendement en fonction du débit passé. Ces courbes sont les instruments de travail essentiels à l'ingénieur dans la recherche des solutions les plus économiques de distribution et d'assemblage des unités de pompage. Une autre notion importante est, pour les pompes centrifuges, celle de la pression minimale d'aspiration à assurer pour permettre un fonctionnement correct.

Les pompes centrifuges sont les pompes de beaucoup le plus largement utilisées dans l'industrie des pipelines en raison de leur large domaine d'application, de leur prix moins élevé que celui des pompes alternatives, de leur souplesse d'exploitation et de leur bon rendement.

#### -Pression d'alimentation-

Une caractéristique importante à respecter dans le fonctionnement d'une pompe centrifuge est la charge d'alimentation minimale à lui fournir pour éviter la cavitation. La charge absolue à l'entrée d'une pompe est égale en mètres de liquide pompée à :

$$\frac{1}{\rho g} (P_{atmos} + P_{mano}) + \frac{V^2}{2g}$$

V est la vitesse du liquide dans la section où est prise la pression manométrique, P mano,  $\rho$  est la masse spécifique.

Cette charge pour un débit ne dépend que de l'installation. Le NPSH est par définition la valeur de :

$$\frac{1}{\rho g} (P_{atmos} + P_{mano}) + \frac{V^2}{2g} - T_v$$

$T_v$  étant la pression de vapeur du liquide à la température de pompage. Le NPSH est la charge nette absolue (ou la charge d'alimentation minimale) qui permet de pénétrer dans l'impulseur. Si cette charge est insuffisante, la pompe cavite. La condition de non cavitation est :

$$NPSH_{disponible} \geq NPSH_{requis}$$



L'acier présente l'inconvénient d'être sensible à la corrosion lorsqu'il est enterré dans le sol. Les moyens de protection peuvent être classés en deux catégories//:

1°) Revêtements isolants

Cette solution se suffirait à elle-même, d'ailleurs si l'on savait faire des revêtements parfaits ; comme ce n'est pas le cas, on a été amené à la compléter par l'utilisation de dispositifs de protection cathodique.

2°) Protection cathodique

C'est un procédé électrique qui, grâce à une modification permanente du potentiel électrique de la canalisation protégée, permet d'arriver à un arrêt pratiquement absolu des phénomènes de corrosion.

- DISPOSITIFS DE CONTROLE ET DE REGULATION -

Le contrôle d'installation de transport à grande distance de liquides, s'exerce dans trois domaines principaux :

- Régulation,
- Mesures,
- Sécurité.

L'installation de contrôle comporte en fait deux parties distinctes :

1°) Régulation continue :

C'est une régulation de pression et de débit.

2°) Action par "Tout ou Rien"

C'est une action de sécurité qui arrête les groupes de pompes en totalité ou en partie seulement lorsque, malgré l'effet de la régulation, il se développe des conditions pouvant entraîner un danger pour les installations.

- INSTALLATIONS ANNEXES -

Ce sont les installations pour la filtration et le comptage.

1°) Dispositifs de filtration

Le but de ces filtres est de retenir les impuretés importantes ; gouttes de soudure, graviers etc... Dans les pipelines à liquides une filtration relativement grossière est en général suffisante pour protéger les installations courantes : pompes, vannes...

2°) Dispositifs de mesurage-compteurs

Les indications des compteurs aux différents points d'entrée et de sortie d'une pipeline, transmises à un centre opérationnel, sont un élément essentiel de contrôle du fonctionnement des installations. On utilise des compteurs volumétriques, soit des compteurs à turbine.

- C O N C L U S I O N -

La revue d'ensemble, bien que très limitée, que nous venons de faire des problèmes posés par la construction en révèle la grande variété.

L'industrie des pipelines est une industrie jeune, dont les techniques sont encore en constante évolution. C'est pourquoi il est indispensable que l'ingénieur qui se consacrera à ces domaines de la technique sache se tenir au courant des derniers perfectionnements acquis grâce à l'expérience et soit ainsi à même de compléter les connaissances forcément insuffisantes qu'il aura pu acquérir à l'école.

---oOo---


B I B L I O G R A P H I E :

- LE TRANSPORT DES HYDROCARBURES LIQUES ET  
GAZEUX PAR CANALISATION

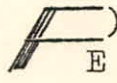
(PAR : VINCENT-GENOD)

Publications de l'Institut français du pétrole)


-----< >-----

 A L C U L

D E S

 E R T E S

D E

 H A R G E

---oOo---

- HYDRAULIQUE DES FLUIDES REELS -- R A P P E L -Bilans fondamentaux1) Equation de continuité

Elle traduit le principe de conservation de la masse

$$\frac{d\rho}{dt} + \text{div } \rho \vec{V} = 0 \quad (\text{mouvement conservatif})$$

2°) Bilan de quantité de mouvement

Ce théorème permet de déterminer les forces agissantes sur un volume fluide quand on connaît seulement les vitesses des éléments situés sur la surface limitant le volume.

Ce bilan s'écrit:

(Accumulation) = (entrée) - (sortie) + Sommes des forces qui agissent sur le système

Equation de Navier Stokes

On l'obtient à partir du bilan de quantité de mouvement

1°) Le transfert de quantité de mouvement se fait par deux mécanismes (figure n°1).

a) Convection

$$\rho v_x v_x S$$

S = Section

$v_x$  = Vitesse suivant la direction x

b) Transfert moléculaire :

$$\tau_{xx} S$$

2°) forces agissantes

- forces de pression
- Autres forces ( pesanteur )

4°) Accumulation dans un volume V (suivant x)

$$V(\partial \rho v_x / \partial t)$$

On arrive finalement à l'équation de NAVIER-STOKES

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho \vec{F}$$

dans laquelle

$\nabla$  désigne le gradient

$\nabla^2$  la divergence

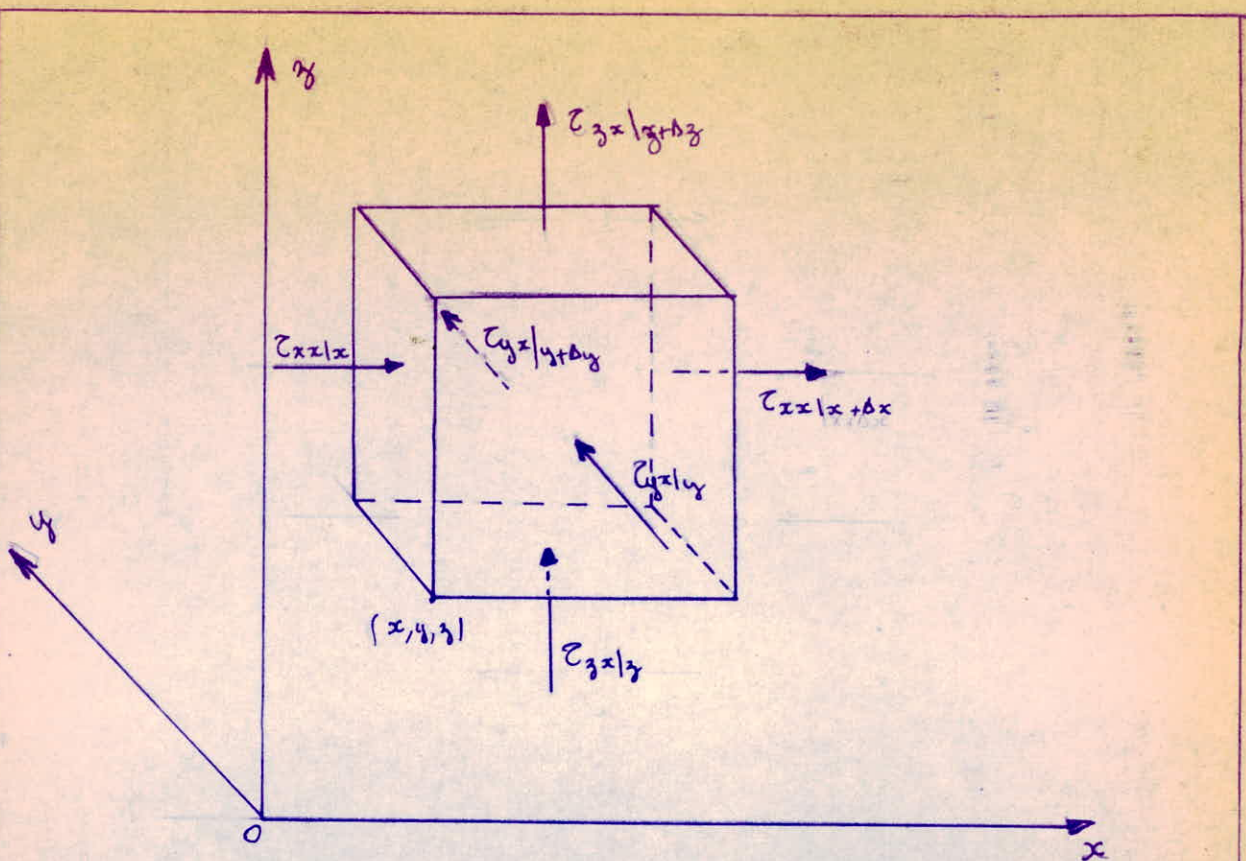


Figure . 1 .

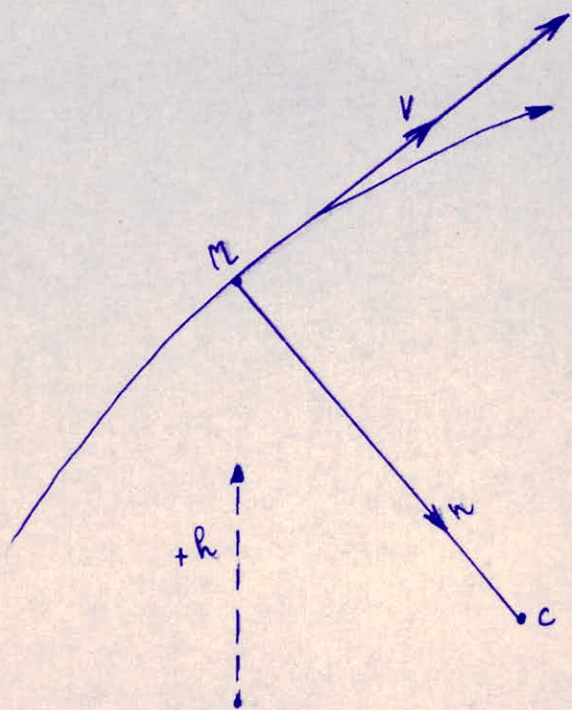


Figure . 2 .

Equation de BERNOULLI

Elle découle immédiatement de l'équation de NAVIER STOKES, quand on suit une particule fluide sur sa trajectoire.

L'équation du mouvement est rapportée à des axes liés à la trajectoire d'une particule (figure 2). On prend comme axe  $ox$  la tangente à la trajectoire d'une particule, orientée dans le sens du mouvement ; comme axe  $oy$  la normale principale  $Mn$  orientée vers le centre de courbure de la trajectoire en  $M$  ; comme axe  $oz$  un axe perpendiculaire aux précédents.

On aboutit à l'équation de BERNOULLI pour les fluides visqueux :

$$d\left(\rho \frac{v^2}{2} + p + \rho g h\right) = -dZ$$

$dZ$  est le travail fourni en suivant la trajectoire, par les forces de frottement et par unité de volume de fluide.

45

TRAITEMENT UNIDIMENSIONNEL DES PROBLEMES  
D'ÉCOULEMENT DANS LES CONDUITES

Écoulements permanents des fluides incompressibles dans les conduites en charge

Les conduites industrielles ne sont jamais rigoureusement permanentes, mais seulement permanentes en moyenne.

1°) Vitesse moyenne dans une section S

le débit est

$$Q = \iint_S V_n \cdot ds$$

$V_n$  étant la projection de  $V$  sur la normale à l'élément de surface  $ds$  (figure 3).

Ce débit subit des fluctuations autour d'une valeur moyenne  $\bar{Q}$ . On appelle vitesse moyenne dans la section  $S$

$$U = \bar{Q}/S$$

2°) Pression totale moyenne, charge totale moyenne dans une section.

L'application de la formule de BERNOULLI au volume de fluide contenu dans un tronçon de conduite limité par deux sections  $S_1$  et  $S_2$  conduit à la relation

$$\iint_{S_2} \left( P + \rho g h + \rho \frac{V^2}{2} \right) V_n \cdot ds - \iint_{S_1} \left( P + \rho g h + \rho \frac{V^2}{2} \right) V_n \cdot ds = \bar{W}$$

$\bar{W}$  désigne la puissance moyenne fournie au fluide entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ . S'il n'y a ni générateur, ni récepteur d'énergie entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ ,  $\bar{W}$  est nécessairement négatif et  $W' = -\bar{W}$  représente la puissance mécanique dissipée en chaleur par suite des frottements. On voit ainsi apparaître le débit d'énergie à travers une section  $S$

$$\iint_S \left( P + \rho g h + \rho \frac{V^2}{2} \right) V_n \cdot ds = P \bar{Q}$$

La grandeur  $P$  ainsi définie, qui est homogène à une pression et égale au quotient du débit d'énergie à travers  $S$  par le débit moyen en volume  $\bar{Q}$  est appelée pression totale moyenne dans la section  $S$ .

Si on divise le débit d'énergie par le poids spécifique  $\omega$  du fluide, on aura

$$\iint_S \left( \frac{P}{\omega} + h + \frac{V^2}{2g} \right) V_n \cdot ds = P \bar{Q} / \omega = H \bar{Q}$$

La grandeur  $H$ , homogène à une longueur, et égale au quotient du débit d'énergie à travers la section par le débit en poids  $\bar{Q}$  est appelée charge totale moyenne dans la section  $S$ .

### 3°) Perte de charge entre deux sections

La formule (1) peut s'écrire :

$$(P_1 - P_2) \bar{Q} = -\bar{W} = \bar{W}'$$

ou bien

$$(H_1 - H_2) \bar{Q} = -\bar{W} = \bar{W}'$$

La quantité  $H_1 - H_2 = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}$  est appelée perte de charge

entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ .

### 4°) Cas particuliers : tronçon de conduite dans lequel les trajectoires moyennes sont rectilignes et parallèles

ON appelle dans ce cas "section de la conduite" une section plane  $S$  perpendiculaire aux trajectoires moyennes.

La répartition des pressions moyennes dans la section  $S$  est hydrostatique, la quantité  $(P + \rho gh)$  est constante dans une même section, la valeur moyenne  $\bar{V}_n$  de la projection de la vitesse sur la normale à l'élément de surface  $ds$  est égale à la valeur moyenne  $\bar{V}$  de la vitesse et on peut écrire.

$$\begin{aligned} \iint_S (P + \rho gh + \rho \frac{V^2}{2}) \bar{V}_n ds &= \iint_S (\bar{P} + P' + \rho gh + \rho \frac{V^2 + V'^2}{2}) (\bar{V} + V'_n) ds \\ &= (\bar{P} + \rho gh) \bar{Q} + \iint_S \rho \frac{\bar{V}^3}{2} ds + \iint_S (\rho \frac{\bar{V}^2}{2} + \frac{\rho V'_n}{\bar{V}} + \rho \frac{V'_n V'_n}{\bar{V}} + \rho \frac{V'^2 V'_n}{2, \bar{V}}) \bar{V} ds \end{aligned}$$

$P'$ ,  $V'$  et  $V'_n$  désignant les fluctuations de  $P$ ,  $V$  et  $V_n$ . Si la vitesse moyenne  $\bar{V}$  est constante dans toute la section  $S$ , on a  $\bar{V} = U = \bar{Q}/S$  et le deuxième terme de l'expression précédente devient

$$\iint_S \rho \left( \frac{\bar{V}^3}{2} \right) ds = \rho \left( \frac{U^2}{2} \right) \bar{Q}$$

En réalité, la vitesse moyenne  $\bar{V}$  n'est jamais constante dans toute la section,  $\bar{V}$  est maximum au centre de la conduite et nulle sur les parois, on pose donc :

$$\iint_S \rho \left( \frac{\bar{V}^3}{2} \right) ds = \alpha_1 \rho \left( \frac{U^2}{2} \right) \bar{Q}$$

On fait ainsi apparaître un coefficient sans dimension  $\alpha_1$  qui ne dépend que de la répartition de  $\bar{V}/U$  dans la section  $S$ , ce coefficient est appelé coefficient de répartition de vitesse.



Le dernier terme de l'expression du débit d'énergie à travers la section S ne contient que des moyennes portant sur les fluctuations de vitesse et de pression, on pose :

$$\iint_S \left( \rho \frac{\overline{V^2}}{2} + \frac{\overline{P'V_n}}{V} + \rho \overline{V'V'_n} + \rho \frac{\overline{V'^2 V'_n}}{2V} \right) \overline{V} ds = \alpha_2 \rho \frac{U^2}{2} \overline{Q}$$

$\alpha_2$  est un coefficient sans dimensions qui est nul si les fluctuations de vitesse et de pression sont partout négligeables devant les valeurs moyennes correspondantes finalement, le débit d'énergie prend la forme :

$$\text{est } \left[ \overline{P} + \rho g h + \alpha \rho \left( \frac{U^2}{2} \right) \right] \overline{Q} = P \overline{Q}$$

avec  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$

$\alpha$  est appelé coefficient d'énergie cinétique.

La pression totale moyenne dans la section S a donc comme pression

$$P = \overline{P} + \rho g h + \alpha \rho \left( \frac{U^2}{2} \right)$$

et la charge totale

$$H = \overline{P} / \omega + h + \alpha \frac{U^2}{2g}$$

### 5°) Perte de charge d'un tronçon de conduite cylindrique longue

Dans une conduite cylindrique la section restant constante, la vitesse moyenne  $U$  est constante.

Si cette conduite, est longue, on peut admettre que la répartition des vitesses moyennes, ainsi que les fluctuations de vitesse et de pression, sont les mêmes dans toute section éloignée des extrémités de la conduite. Les coefficients  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  ne dépendent plus de la section,  $\alpha$  reste donc constant. Entre deux sections la perte de charge est égale à :

$$\Delta H = \overline{H}_1 - \overline{H}_2 = \left( \frac{\overline{P}_1}{\omega} + h_1 \right) - \left( \frac{\overline{P}_2}{\omega} + h_2 \right)$$

Si on pose  $\overline{P}^* = \overline{P} + \rho g h$

alors  $\Delta H = \frac{\overline{P}_1^*}{\omega} - \frac{\overline{P}_2^*}{\omega}$

### 6°) Calcul de la perte de charge dans les théories modernes.

Si les conduites industrielles étaient lisses, on peut exprimer la perte de charge entre deux sections distantes de  $l$  par une relation de la forme

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = f(u, D, l, \rho, \nu)$$

Cette chose étant pratiquement impossible à obtenir,  
il faudra remplacer cette expression par une autre de la  
forme

$$P_1^* - P_2^* = f(u, D, l, \rho, \nu, \text{rugosité})$$

On peut essayer de donner de la rugosité une définition  
statistique, en la caractérisant par certains paramètres  
moyens comme la hauteur moyenne  $k$  des aspérités, leur écart  
moyen  $e$  etc... l'expression précédente pourra s'écrire sous  
la forme

$$P_1^* - P_2^* = f(u, D, l, \rho, \nu, k, e)$$

de simples considérations d'analyse dimensionnelle nous  
permettent d'écrire :

$$\frac{P_1^* - P_2^*}{\rho \frac{u^2}{2}} = \varphi_1 \left( \frac{l}{D}, \frac{uD}{\nu}, \frac{k}{D}, \frac{e}{D} \right)$$

Comme il est intuitif et l'expérience le vérifie que  $P_1^* - P_2^*$   
est directement proportionnel à  $l$ , nous pouvons écrire :

$$P_1^* - P_2^* = \rho \frac{u^2}{2} \frac{l}{D} \varphi \left( Re, \frac{k}{D}, \frac{e}{D} \right)$$

on pose

$$\lambda = \varphi \left( Re, \frac{k}{D}, \frac{e}{D} \right)$$

$\lambda$  étant le coefficient de perte de charge.

$\lambda$  apparaît comme une fonction du nombre de Re et de la  
rugosité.

D'une manière générale on écrira donc :

$$\Delta P^* = \lambda \frac{l}{D} \rho \frac{u^2}{2}$$

ou

$$\Delta H = \lambda \frac{l}{D} \frac{u^2}{2g}$$

On se propose de déterminer cette fonction  $\lambda$

### 7°) Expériences de NIKURADSE

Les expériences de NIKURADSE ont porté sur des conduites  
cylindriques longues de section circulaire dont les parois  
étaient recouvertes de grains de sable formant une couche  
uniforme de grains juxtaposés de même grosseur. En faisant varier  
la grosseur des grains de sable, le diamètre  $D$  de la conduite et  
le débit, NIKURADSE a obtenu les courbes de la figure (4)  
représentant en coordonnées logarithmiques les variations de  
en fonction de Re et de  $k/D$ . Lorsque Re croît de 0 jusqu'aux  
plus grandes valeurs atteintes dans les expériences, on distin-  
gue sur une courbe correspondant à une valeur donnée de  $k/D$ ,  
cinq régions :

- Région I:  $Re < 2000$ , le régime est laminaire et  $\lambda = 64/Re$
- Région II :  $2000 < Re < 2400$  ; passage du laminaire au turbu-  
lent

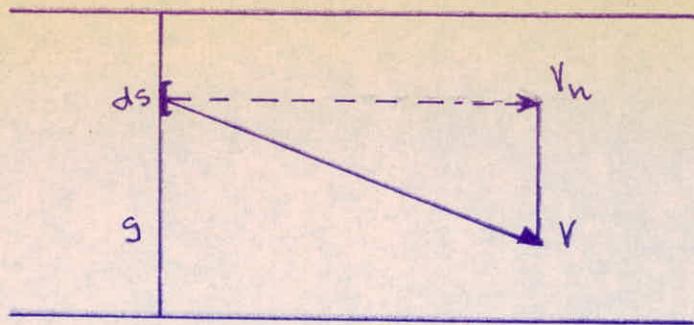


Figure .3.

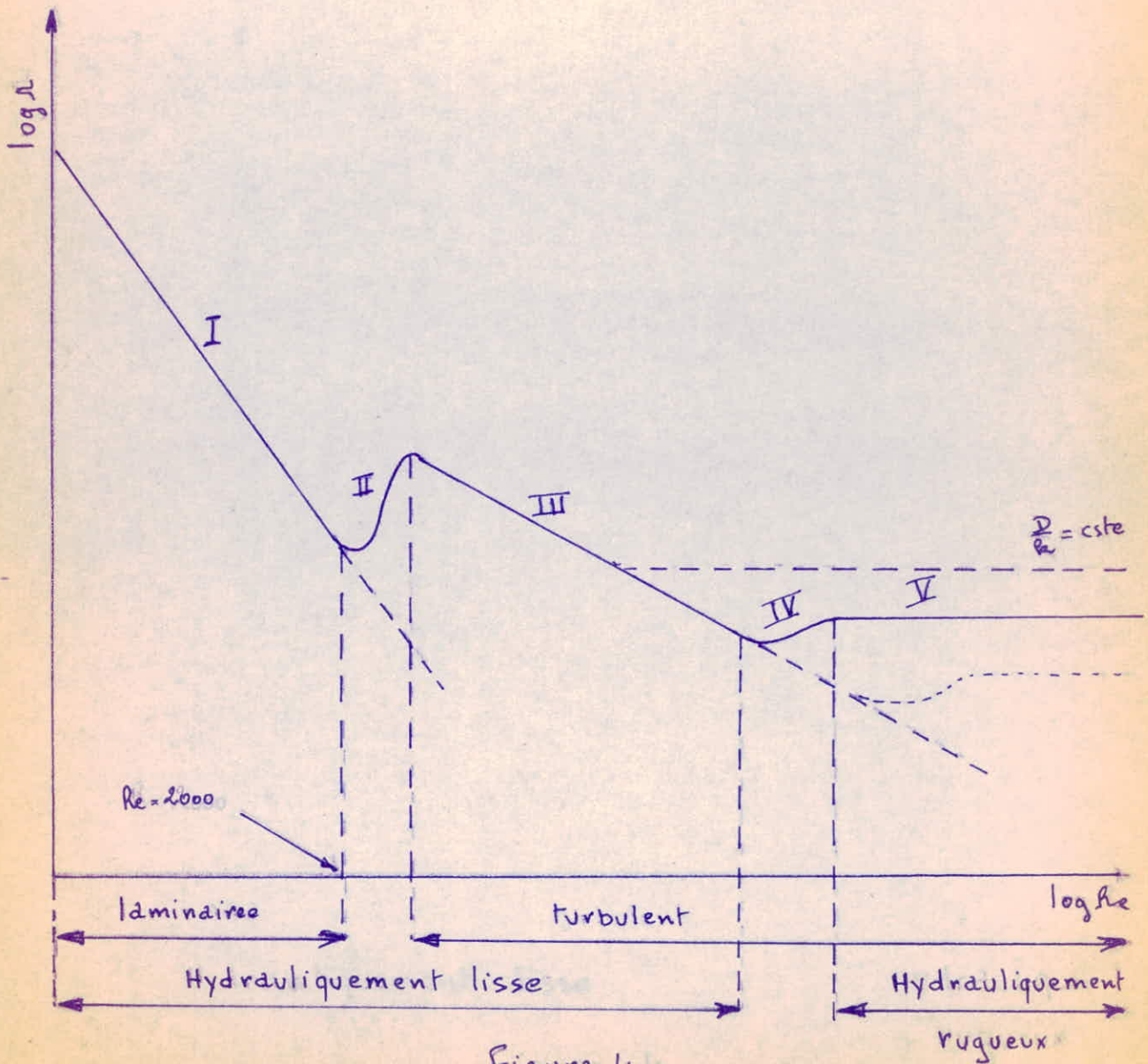
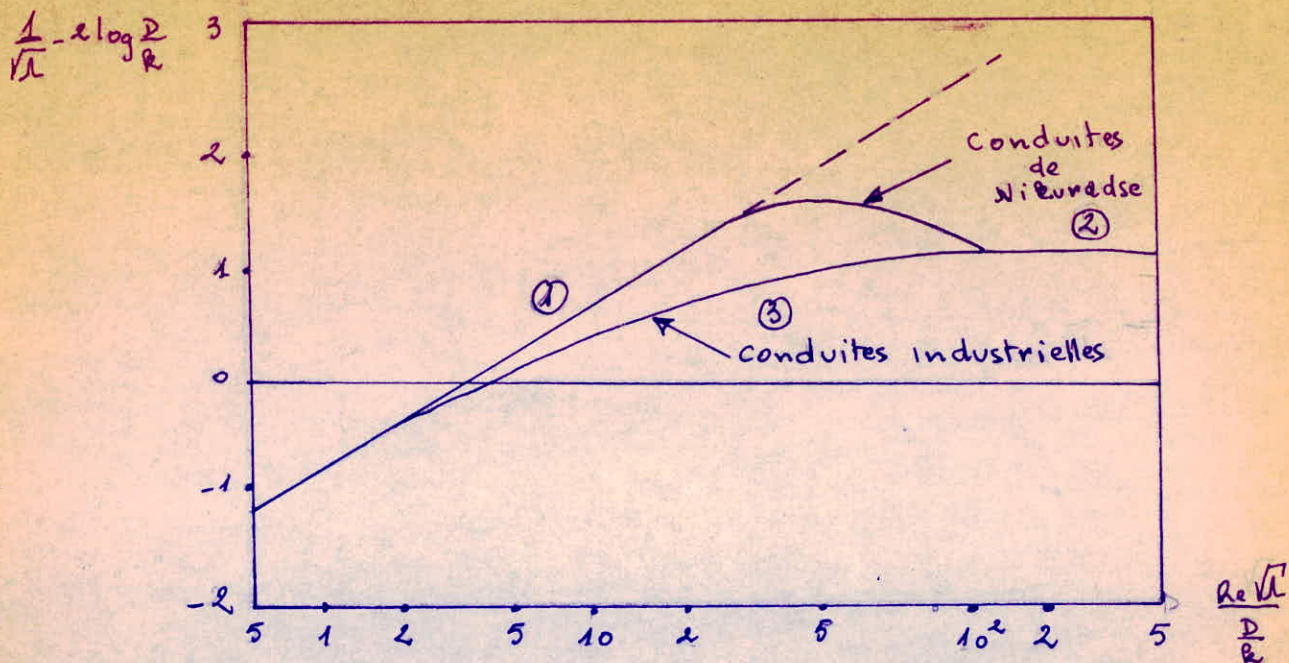


Figure .4.

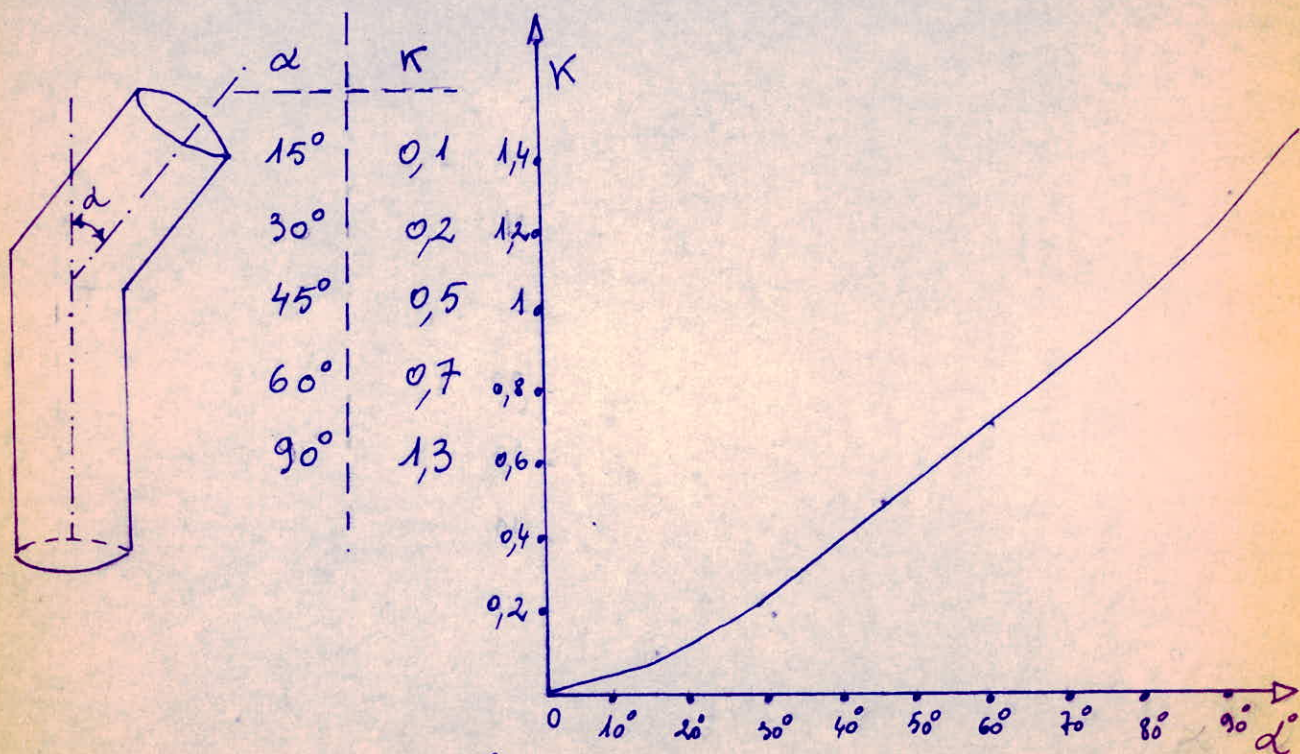


①  $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \frac{Re \sqrt{\lambda}}{2,51}$  (hydrauliquement lisse)

②  $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log 3,71 \frac{D}{R}$  (hydrauliquement rugueux)

③  $\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[ \frac{k}{3,71 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$  (Colebrook)

Figure 5



- Région III :  $2400 < Re < Re_1$ ;  $\lambda$  est une fonction de  $Re$  indépendante de  $k/D$
- Région IV :  $Re_1 < Re < Re_2$ ;  $\lambda$  est à la fois fonction de  $Re$  et de  $k/D$
- Région V :  $Re > Re_2$ ;  $\lambda$  est indépendant de  $Re$  et fonction seulement de  $k/D$ .

8°) Formule universelle de perte de charge pour les conduites industrielles usuelles, conduite cylindriques longues de section circulaire.

Les résultats de NIKURADSE sont qualitativement applicable aux conduites usuelles. Pour une conduite donnée il existe deux nombres de Reynolds  $Re_1$  et  $Re_2$  tels que pour  $Re < Re_1$ , la conduite est hydrauliquement lisse, le coefficient de perte de charge  $\lambda$  est correctement représenté en fonction de  $Re$  par la formule

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

Pour  $Re > Re_2$ , la conduite est hydrauliquement rugueuse, le coefficient de perte de charge  $\lambda$  est indépendant de  $Re$  et pour une rugosité de paroi donnée  $\lambda$  ne dépend que du diamètre de la conduite. Si on pose :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 + 2 \log (D/2k)$$

Une mesure de  $\lambda$  pour un diamètre  $D$  donné et pour  $Re$  permet de calculer  $k$  racine de cette équation où  $\lambda$  et  $D$  sont connus. Cette valeur de  $k$  est appelée rugosité uniforme équivalente.

Chaque nature de paroi peut donc être ainsi caractérisée par une rugosité uniforme équivalente et ont peut porter sur la figure (5) les résultats expérimentaux obtenus avec les conduites industrielles usuelle. On constate que tous les points expérimentaux se groupent autour d'une courbe unique dont l'équation est : (COLEBROOK)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{k/D}{3,71} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right)$$

qui peut s'écrire encore :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2 \log \left( \frac{D}{2k} \right) = 1,74 - 2 \log \left[ 1 + 18,7 \frac{D/2k}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$$

Le calcul de  $\lambda$  à partir de la formule COLEBROOK étant long et compliqué, on utilisera le diagramme de MOODY qui est tout simplement une représentation graphique de la formule COLEBROOK.

20

- PERTES DE CHARGE DANS LES  
SINGULARITES -

Toutes expressions de pertes de charges singulières se présentent sous la forme générale

$$\Delta H = \frac{U^2 K}{2g}$$

U est la vitesse moyenne dans une section droite de référence et le coefficient K, sans dimensions, est appelé coefficient de perte de charge. Sa valeur dépend de la singularité considérée.

Nous ne considérons que la singularité correspond au changement de direction.

Pour un coude à angle vif, on peut employer la formule empirique suivante :

$$K = A \sin^2 \frac{\theta}{2} + B \ln^4 \frac{\theta}{2}$$

Nous avons tracé la courbe  $K = f(\theta)$ . (Voir figure 6)

--oOo--==

- BIBLIOGRAPHIE :
- MECANIQUE EXPERIMENTALE DES FLUIDES  
(COMOLET)
  - TRANSPORT PHENOMENA  
(BIRD-LIGHTFOOT-STEWART)
  - TECHNIQUES DE L'INGENIEUR-GENERALITES  
(TOME 2)

© P T I M I S A T I O N

22  
DONNEES DU PROBLEME

Un profil nous a été délivré (ci-joint). Ce pipeline doit assurer un débit de 20 Millions de tonnes par an, de brut Algérien, de densité  $\rho = 808 \text{ kg/m}^3$ , de viscosité 2 Cst et de Capacité calorifique  $0,526 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$

Ce pipeline présente trois parties distinctes :

Une partie horizontale, une autre ascendante et l'autre descendante. On comprend pourquoi on a été amené à optimiser les différents tronçons séparément.

La durée d'exploitation du gisement a été prise égale à 30 années.

La réalisation du pipeline est supposée s'étaler sur une durée de 3 années.

Nous avons pu disposer d'autre part de certaines données telles que :

- Un tableau de tubes normalisés (ci-joint) en acier dont la rugosité est égale à 0,05 mm.

- Un tableau donner la correspondance entre les pompes et les moteurs à utilisés (avec leur rendement).

- Une courbe donner le prix d'une pompe en fonction de sa hauteur de refoulement pour un débit donné;

- Une courbe donnant le prix d'un moteur en fonction de sa puissance.

Enfin mentionnons que le prix de l'acier, posé, coûte 12,50 DA/kg. Le prix de l'énergie électrique est de 0,1 DA/kwh. Le taux d'actualisation a été pris variable à 0,030 ; 0,035 ; 0,055 ; 0,075 ; 0,095.

Pour une meilleure compréhension du calcul d'un pipeline nous avons jugé bon de se passer des services de l'ordinateur dans le cas où le taux d'actualisation est de 0,030. Aussi ce calcul, fait "à la main" sera exposé en détail.

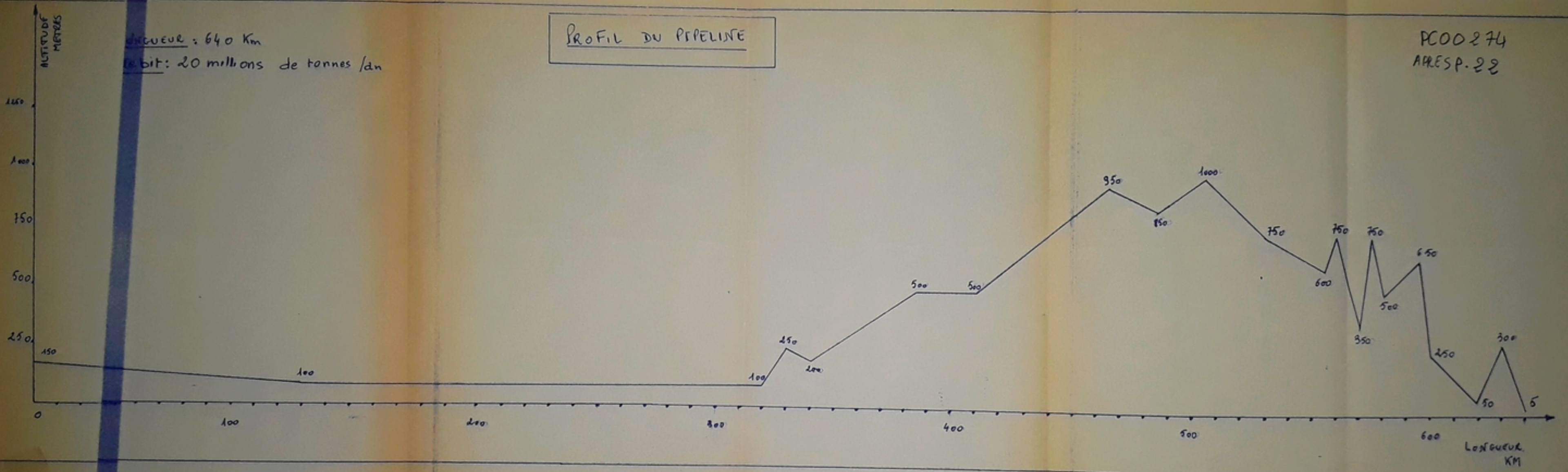


ALTIUDE  
METRES

longueur : 640 Km  
debit : 20 millions de tonnes / an

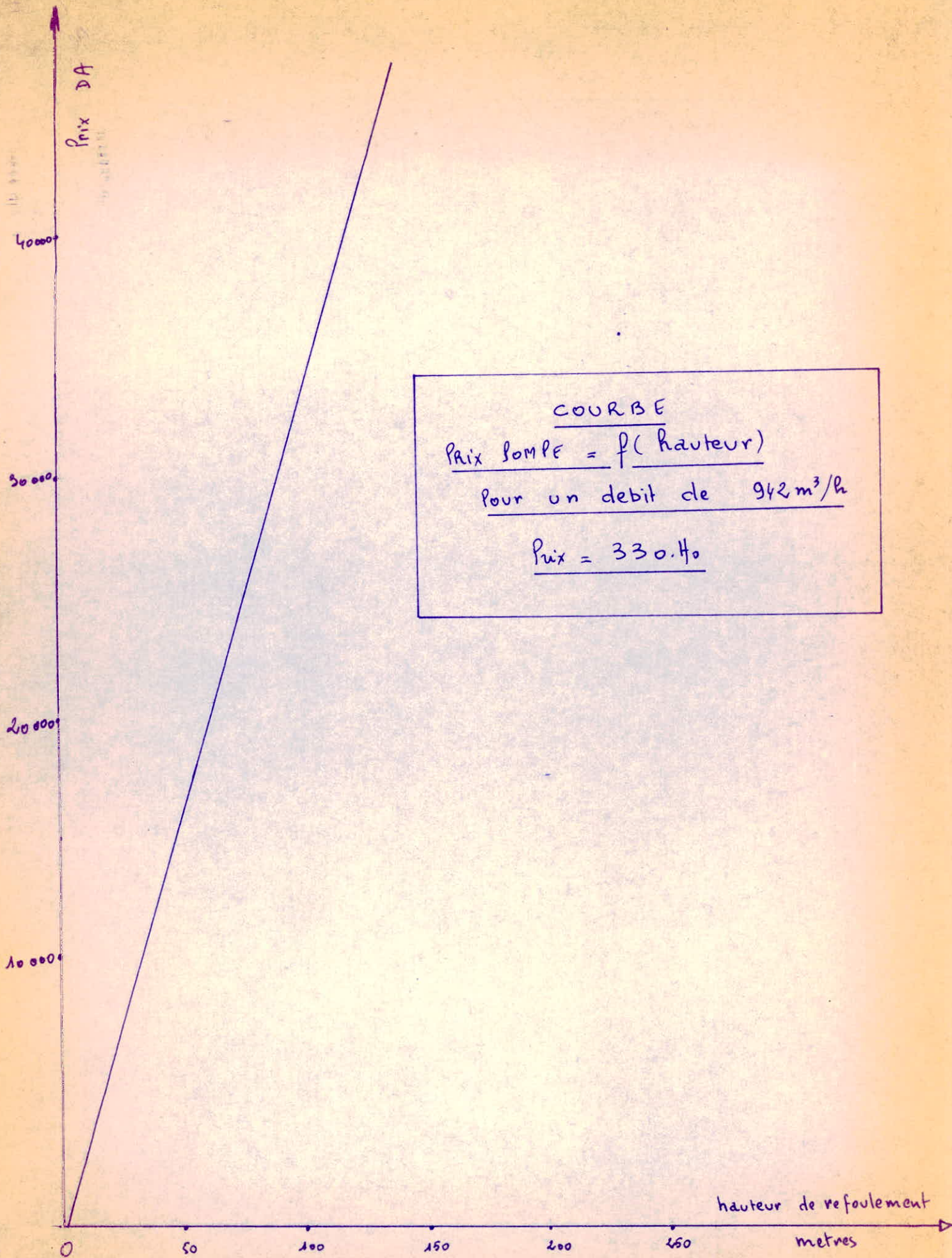
PROFIL DU PIPELINE

PC00274  
APRES P. 22



CARACTÉRISTIQUES DES TUBES API 5L X 52

DIAMÈTRE EXTERIEUR		Poids		ÉPAISSEUR		DIAMÈTRE INTERIEUR		PRESSION D'ÉPREUVE	
Pouces	mm	lb/pieds	Kg/m	Pouces	mm	Pouces	mm	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>
18	457,201	35,76	70,52	0,188	4,770	17,624	444,501	920	64,33
20	508,001	46,27	78,470	0,219	5,560	19,562	495,301	1020	71,32
22	558,801	50,94	86,420	0,219	5,560	21,562	546,101	930	65,03
24	609,601	63,41	94,36	0,250	6,250	23,500	596,901	980	69,13
26	660,401	68,75	102,31	0,250	6,250	25,500	647,701	900	62,1
28	711,201	74,09	110,250	0,250	6,250	27,500	698,501	840	57,20
30	762,002	79,43	118,190	0,250	6,250	29,500	749,301	780	56,10
32	812,802	84,77	126,14	0,250	6,250	31,500	800,102	730	51,04
34	863,602	90,11	134,10	0,250	6,250	33,500	850,902	690	48,50
36	914,402	95,45	142,04	0,250	6,250	35,500	901,702	650	46,02
38	965,200	125,58	186,810	0,312	7,920	37,376	949,350	770	54,49
40	1016,000	132,25	196,800	0,312	7,920	39,376	1000,150	730	51,66
42	1066,800	153,04	227,740	0,344	8,737	41,312	1049,32	770	51,49
44	1117,600	160,39	238,677	0,344	8,737	43,312	1100,14	730	51,66
44	1168,400	167,74	249,615	0,344	8,737	45,312	1150,924	700	49,53
48	1219,200	175,08	260,538	0,344	8,737	47,312	1201,720	670	47,41



COURBE

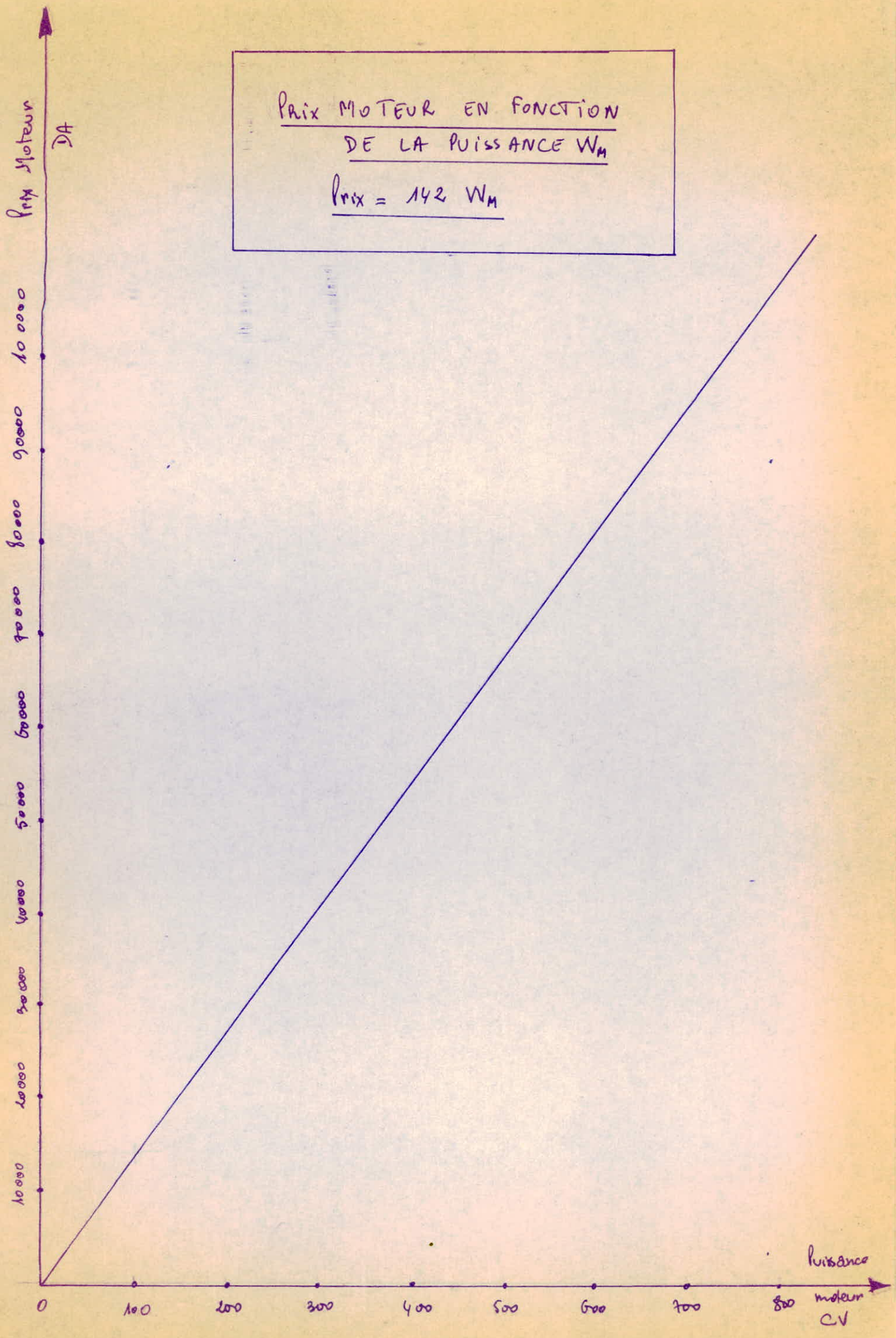
$$\text{Prix pompe} = f(\text{hauteur})$$

Pour un debit de  $942 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{Prix} = 330 \cdot H_0$$

Prix MOTEUR EN FONCTION  
DE LA PUISSANCE  $W_M$

$Prix = 142 W_M$



PUISSANCE DE LA POMPE CV	PUISSANCE DU MOTEUR CV	RENDEMENT DU MOTEUR
0 - 0,5	1	82,5
0,51 - 0,75	1,5	75
0,76 - 1,00	2	80
1,01 - 2,00	3	80
2,01 - 4,00	5	84
4,01 - 6,00	7,5	81,5
6,01 - 8,00	10	85
8,01 - 12,0	15	86,5
12,1 - <del>46,0</del>	20	86
16,1 - 20,0	25	88
20,1 - 26,1	30	88,5
26,2 - 34,8	40	88,5
34,9 - 43,5	50	87,5
43,6 - 52,2	60	89,5
52,3 - 65,2	75	90,5
65,3 - 87,0	100	91
87,1 - 114	125	91,5
115 - 136	150	91
137 - 182	200	92,5
183 - 227	250	93,5
228 - 273	300	94
274 - 318	350	94
319 - 364	400	93
365 - 409	450	93
410 - 455	500	93,5
456 - 545	600	94,5

1°) Mise en equation du problème

On va raisonner sur un tronçon de conduite, de longueur total L, de diamètre intérieure di/

A) Investissement sur la conduite

Soit  $P_i$  le poids en kg/m de la conduite de longueur L. son poids total sera :

$$P_c = L \cdot P_i$$

Appelons  $K_c$  le prix en DA/kg du tuyau posé et soudé. Alors le montant de l'investissement concernant la conduite sera :

$$I_c = k_c \cdot P_c \quad (D.A)$$

B) La puissance installée  $P_f$  en kw dépend du débit installé soit  $q_v$ , et de la hauteur de refoulement qui est :

$$H_p = h_{geo} + \Delta R$$

$h_{geo}$  représentant la hauteur géodésique

$\Delta R$  représentant la perte de charge dans la conduite soit :

$$P_f = \rho g q_v (h_{geo} + \Delta R)$$

C'est à dire

$$P_f = (P_1 - P_2) q_v$$

puisque  $\rho g (h_{geo} + \Delta R) = P_1 - P_2$

donc :

$$P_f = \left[ \frac{\lambda}{d^5} L \rho \frac{8}{\pi^2} q_v^2 + \rho g (R_2 - R_1) \right] q_v$$

On verra ci après la contrainte sur les pompes, à respecter afin de répartir cette puissance totale  $P_f$  le long de la conduite. On peut donc en déduire le nombre de stations de pompage et de là l'investissement totale pour les pompes :  $I_p$

C) Pour une station de pompage donnée, il convient de lui faire correspondre des moteurs appropriés dont le prix constituera l'investissement :  $I_m$

D) Aux trois dépenses précédentes  $I_c + I_p + I_m$ , il faut ajouter le coût de l'énergie nécessaire pour faire fonctionner les moteurs, que l'on représente par  $I_e$ . La consommation d'énergie, annuelle sera :

$$E = \frac{0,735 P_{cv} \times n_h}{\rho} \text{ en Kwh/An}$$

$n_h$  = nombre d'heures de fonctionnement du pipeline, par an.

$P_{cv}$  = puissance en cv du moteur d'alimentation.

$\rho$  = rendement du moteur

Si nous appelons  $k_e$  le coût de l'énergie électrique en DA/kwh, l'investissement annuelle pour l'énergie sera :

$$I_{ea} = k_e E \text{ DA/An.}$$

Les investissements précédents représentent des charges fixes? Il n'en est <sup>pas</sup> de même pour  $I_{ea}$ . Alors il convient de calculer l'investissement relatif à l'énergie, pour toute la durée d'exploitation du gisement c'est à dire 30 ans. Comme on l'a souligné précédemment, cette énergie est payable tous ans. D'où la nécessité d'actualiser cet investissement. Si la durée de réalisation du pipeline est 3 ans, l'énergie électrique sera payable à partir de la 4ème année jusqu'à la 33ème année.

Appelons  $i$  le taux d'actualisation. Alors :

$$I_{ea4} = \frac{k_e \times E}{(1+i)^4}$$

-  
-  
-  
-  
-

$$I_{ea33} = \frac{k_e \times E}{(1+i)^{33}}$$

---


$$I_e = k_e E \left( \frac{1}{(1+i)^4} + \dots + \frac{1}{(1+i)^{33}} \right)$$

C'est à dire

$$I_e = k_e E \sum_4^{33} \frac{1}{(1+i)^n}$$

L'investissement total pour le pipeline peut donc s'écrire :

$$I = I_c + I_p + I_m + I_e$$

Il s'agit pour nous de minimiser  $I$  et partant de déterminer le diamètre optimum ainsi que les installations de pompage.

2°) Marche à suivre pour faire les calculsA) Investissement pour la conduite

Pour un tronçon de longueur totale L, et pour chaque diamètre de la conduite, on peut calculer l'investissement.

$$I_c = k_c P_c \quad (\text{DA})$$

$k_c$  prix en DA/Kg de tuyau posé et soudé.

$P_c$  poids total du tronçon de longueur L

B) Investissement pour les pompes

Il nous faut d'abord calculer la puissance nécessaire pour faire véhiculer le fluide d'un bout à l'autre de la conduite. Si  $(P_1 - P_2)$  représente la perte de charge entre les 2 extrémités de la conduite, la puissance s'écrit :

$$P_f = Q_v (P_1 - P_2)$$

$P_f$  en Watts si  $q_v$  en m<sup>3</sup>/S et  $(P_1 - P_2)$  en Pascals

$$\text{Or : } P_1 - P_2 = \lambda \frac{L}{d^5} \rho \frac{U^3}{2} + \rho g (R_2 - R_1)$$

$$\text{avec } U = \frac{4q_v}{\pi d^2}$$

alors :

$$P_f = \lambda \frac{L}{d^5} q_v^3 \rho \frac{8}{\pi^2} + \rho g (R_2 - R_1) q_v$$

Ainsi apparait la nécessité de déterminer  $\lambda$  qui, rappelons le, représente le coefficient de friction.

Pour cela, il est commode d'utiliser le diagramme de Moody qui est tout simplement la représentation graphique de la formule de Colebrook.

On connaît  $k/d$ , la rugosité relative. On calcule le nombre de Reynolds ; la déduction de  $\lambda$  est immédiate à partir du diagramme.

Ayant déterminé  $\lambda$  il nous est possible de calculer la puissance  $P_f$ . De là on obtient la hauteur de refoulement que les stations doivent nous fournir pour véhiculer le fluide dans toute la conduite /:

$$H_t = \frac{P_f}{\rho g q_v}$$

L'utilisation des pompes haute pression pour assurer le débit est à écarter, du fait que lors du refoulement du liquide, ce dernier subit une élévation de température. Ce qui pourrait porter préjudice à notre installation quand on sait que le fluide qui circule est du pétrole.



Il existe une relation simple qui relie l'écart de température (entre la sortie et l'entrée de la pompe)  $\Delta t^{\circ}\text{C}$ , la hauteur de refoulement  $H_p$  de la pompe, la capacité calorifique  $C_p$  du pétrole et le rendement  $\eta$  de la pompe:

$$\Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{H_p}{426,8 C_p} \left[ \frac{1-\eta}{\eta} \right]$$

(Démonstration, voir annexe)

La température de sortie de la pompe ne doit pas dépasser  $50^{\circ}\text{C}$ . Au delà de cette température, le pétrole s'enflamme.

On a supposé que les pompes utilisés travaillent avec un rendement optimal de 0,8.

Connaissant le  $C_p$  du pétrole, on détermine alors la hauteur maximale de refoulement des pompes à utiliser.

$$H_{p\text{max}} = \frac{426,8 C_p \eta \Delta t^{\circ}\text{C}}{1-\eta}$$

Pour une conduite donnée on détermine donc le nombre de stations de pompage à établir.

Dès lors on utilisera la courbe donnant, en fonction de la hauteur de refoulement, le prix des pompes pour un débit donné  $q_v/3$ .

Pour chaque conduite on calcule donc  $I_p$

### C) Investissement pour les moteurs

On choisit les pompes de la façon suivante :

On détermine :

- la puissance du moteur, en fonction de celle de la pompe.
- Le rendement du moteur
- de là on déduit le prix du moteur (courbe ci-jointe)

Pour chaque série de pompes, on peut donc trouver l'investissement  $I_m$ .

### D) Investissement pour l'énergie

Le nombre d'heures de fonctionnement du pipeline a été pris égal à 8.000 heures par an.

le taux d'actualisation égale à 0,039

Alors :

$$I_e = \frac{k_e 0,735 P_{cv} n_R}{P} \sum_{t=1}^{33} \frac{1}{(1+i)^t}$$

Et ceci pour chaque conduite.

Toujours pour chaque conduite on calcule la somme

$$I = I_c + I_p + I_m + I_e$$

On porte graphiquement  $I = f(d)$ . Le minimum de cette fonction sera le point cherché.

---o---

28  
OPTIMISATION DU PREMIER TRONCON  
-----

Fiche technique :

Longueur : ..... 320.000 mètres  
 Hauteur géodésique : ..... 50 mètres  
 $\Delta E_c$  ..... 0,15°C

Exemple de calcul : tube de diamètre  $D = 901,702$  mm  
 taux d'actualisation =  $i = 0,030$

a) détermination de  $\lambda$

On calcule d'abord le nombre de Reynolds  $Re = \frac{UD}{\nu}$

Puisque  $U = \frac{6Q_v}{\pi D^2}$ ,  $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $Q_v = 0,785 \text{ m}^3/\text{s}$

On arrive à  $Re = \frac{5}{D} 10^6 \text{ [m]}$

La rugosité relative s'exprime par  $\frac{k}{D}$ ; comme  $k = 0,05$  mm

alors  $\frac{k}{D} = \frac{5}{D} 10^{-2} \text{ [mm]}$

Alors pour notre diamètre on a :  $Re = 0,55 10^7$  et  $\frac{k}{D} = 5,5 10^{-5}$

On peut donc à l'aide du diagramme de Moody déterminer le coefficient de friction  $\lambda$  que l'on trouve égal à 0,01130.

b) Puissance :

Cette puissance se calcule à partir de la relation

soit  $P_f = \lambda \frac{L}{D^5} \rho \frac{8}{\pi^2} Q_v^3 + \rho g (R_2 - R_1) Q_v$   
 $P_f = 1612,2 \text{ KW}$

Pour obtenir la hauteur total d'élevation en mètre de fluide il faut diviser la puissance  $P_f$  par la quantité  $\rho g Q_v$ . On obtient une hauteur de  $H_t = 260,812$  mètres.

Pour fractionner cette puissance on doit tenir compte de la hauteur maximale de reflux de chaque station calculable à partir de :

$$H = \frac{426,8 \text{ CP } \eta \Delta E_c}{1 - \eta}$$

soit :  $H = 135$  mètres

b) Nombre de station de pompage

Le nombre de stations de pompage sera  $\frac{H_t}{H}$ . Soit 2 stations de pompage refoulant chacune à 135 mètres  $\frac{H}{H}$  (on note  $S_2^{135}$ )

Il faut 12 pompes par station. Chaque pompe travaillant sous un débit de  $q_v/3$  et refoulant à une hauteur de 45 mètres

Le nombre total de pompe est 24 (on note  $P_{24}^{45}$ ).

L'investissement sur toutes les pompes (24) s'élevant donc

à  $I_p = 360.000$  DA.

c) Moteurs

Il y a autant de pompes que de moteurs (soit 24). La correspondance entre la pompe et le moteur s'obtient à partir du tableau ci-joint (on note  $M_{24}^{450}$ ).

L'investissement sur les moteurs s'élèvent à

$$I_m = 1.920.000 \text{ DA}$$

d) Energie :

Ayant déterminé la puissance de chaque moteur  $W_m$  (450Cv) on calcule les frais d'entretien pour toute la durée d'exploitation (30 ans).

$$I_e = \frac{0,736 \times 8000 \times 0,1 \times 450}{P} \times 9 \times \sum_{t=1}^{33} \frac{1}{4 |1 + 0,03|^t}$$

Le calcul donne  $I_e = 102.000.000$  DA

c) Investissement sur la conduite

Il est calculable à partir de la relation

$$I_c = k_c \text{ Poids} \times L$$

$$k_c = \text{prix de la pose} + \text{acier} = 12,5 \text{ DA /Kg}$$

Poids = poids de la conduite en Kg/m

L = longueur du tronçon en mètres

Alors  $I_c = 568.160.000$  DA

et l'investissement total sera :

$$I = 672.440.000 \text{ DA}$$

- (C) OPTIMISATION DU DEUXIEME TRONCON -

FICHE TECHNIQUE :

Longueur : / ..... 185.005 mètres  
 Hauteur géodésique ..... 900 mètres  
 $\Delta t^{\circ}C$  ..... 0,20°C

-----oO-----

- (C) OPTIMISATION DU TROISIEME TRONCON -

FICHE TECHNIQUE :

Longueur : ..... 135.056 mètres  
 Hauteur géodésique ..... 995 mètres  
 $\Delta t^{\circ}C$  ..... 0,25°C

-----eO-----

Remarque :

Si l'on suppose que les moteurs et les pompes doivent être renouvelés tous les 15 ans, il faudrait ajouter une autre charge sur ces équipements.

Tous les calculs sont résumés dans les tableaux suivants.

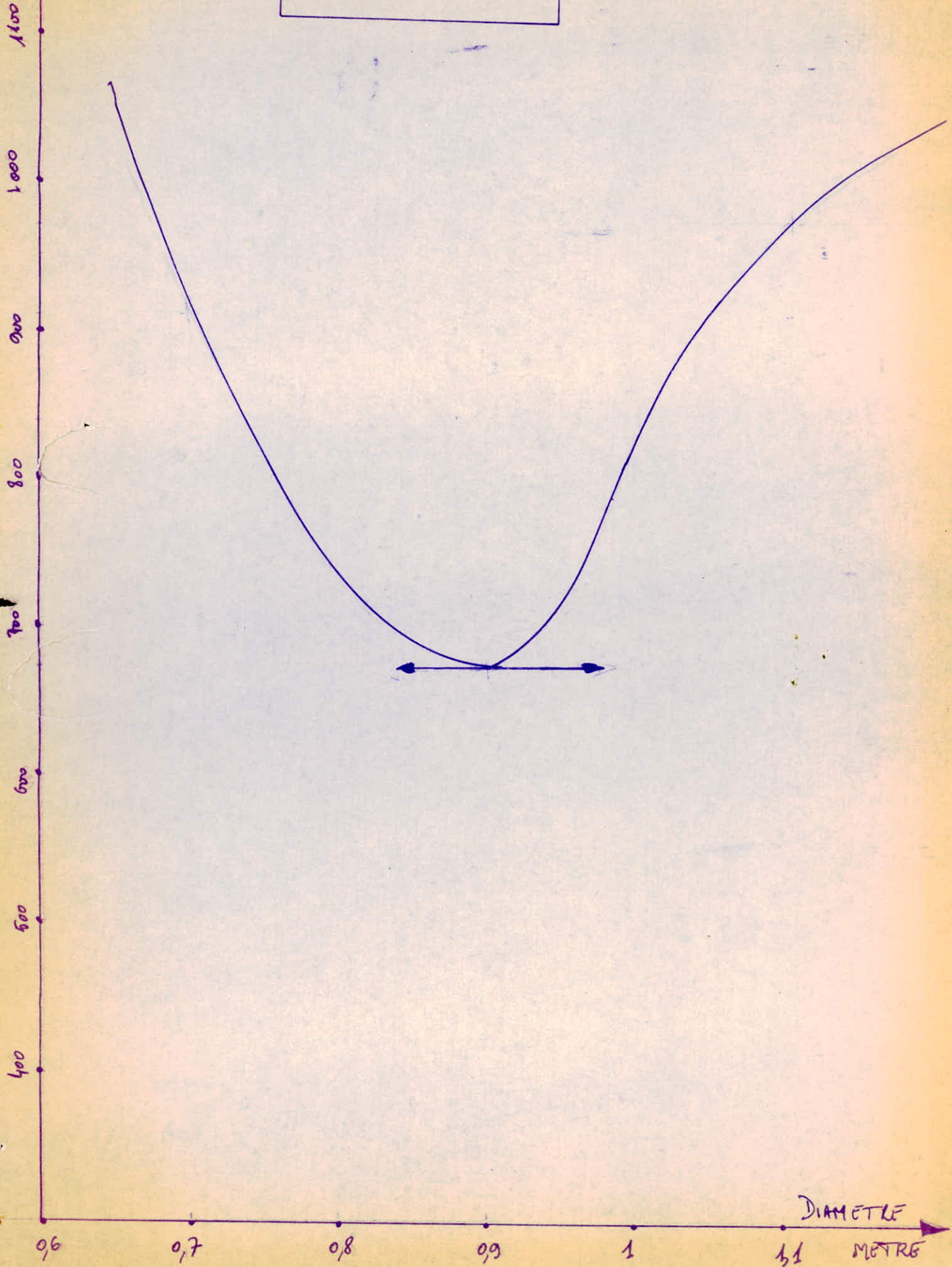
---oO---

\* PREMIER TRONÇON \*

DIAMETRE EXTERIEUR POUCES mm	Poids kg/m	DIAMETRE INTERIEUR mm	$e/d$	$Re \cdot 10^{-7}$	$\lambda$	$P_f$ KW	$H_T$ mm	Nbre de stations	Nbre de Pompes	$I_P$ DA	Nbre de moteurs	$I_M$ DA	$I_{EA}$ DA/an	$E = \sum \frac{I_{EP}}{(1+i)^n}$	Poids total $kg$	$I_C$ DA	$I_T$ DA
18	457,201	70,520	0,000113	1,13	0,0122	71457,2	11495,79	$S_8^{135}$	$P_{1032}^{45}$	15 420 000	$M_{1032}^{450}$	82 560 000	255 000 000	4 360 000 000	22 566 400	482 080 000	4 740 060 000
20	508,001	78,470	0,000100	1	0,0121	41005,2	6596,777	$S_{49}^{135}$	$P_{588}^{45}$	7 070 000	$M_{588}^{450}$	47 040 000	134 000 000	2 450 000 000	25 110 400	3 13 880 000	2 818 990 000
22	558,801	86,420	0,000092	0,92	0,0119	24 577,2	3 953,800	$S_{30}^{135}$	$P_{360}^{45}$	5 400 000	$M_{360}^{450}$	28 800 000	82 100 000	1 500 000 000	27 664 400	3 45 680 000	1 879 880 000
24	609,601	94,360	0,000084	0,84	0,0118	15 615,2	2512,120	$S_{19}^{135}$	$P_{228}^{45}$	3 420 000	$M_{228}^{450}$	18 240 000	52 000 000	966 000 000	30 495 200	3 77 440 000	1 365 100 000
26	660,401	102,310	0,000077	0,77	0,0116	10,074,2	1620,700	$S_{12}^{135}$	$P_{144}^{45}$	2 160 000	$M_{144}^{450}$	11 520 000	32 800 000	610 000 000	32 739 200	4 09 240 000	1 032 920 000
28	711,201	110,250	0,000072	0,72	0,0115	6 737,2	1083,857	$S_9^{135}$	$P_{111}^{45}$	1 620 000	$M_{111}^{450}$	8 650 000	24 600 000	457 000 000	35 240 000	4 41 000 000	908 470 000
30	762,002	118,190	0,000067	0,67	0,01145	4 619,2	743,121	$S_6^{135}$	$P_{72}^{45}$	1 080 000	$M_{72}^{450}$	5 760 000	16 400 000	3 050 000 000	37 820 000	4 72 760 000	784 500 000
32	812,802	126,140	0,000063	0,63	0,01140	3 220,2	518,054	$S_4^{135}$	$P_{48}^{45}$	720 000	$M_{48}^{450}$	3 840 000	10 950 000	2 040 000 000	40 364 800	5 04 560 000	713 120 000
34	863,602	134,100	0,000059	0,59	0,01135	2 285,2	367,635	$S_3^{135}$	$P_{36}^{45}$	540 000	$M_{36}^{450}$	2 880 000	8 210 000	1 530 000 000	41 571 000	5 36 400 000	692 820 000
36	914,402	142,040	0,000055	0,55	0,01130	1612,2	260,812	$S_2^{135}$	$P_{24}^{45}$	360 000	$M_{24}^{450}$	1 920 000	5 480 000	1 020 000 000	45 482 800	5 68 160 000	672 440 000
38	965,200	149,980	0,000053	0,53	0,01125	1173,2	188,740	$S_2^{135}$	$P_{24}^{45}$	360 000	$M_{24}^{450}$	1 920 000	5 480 000	1 020 000 000	59 801 600	7 47 520 000	851 800 000
40	1016,000	156,920	0,000050	0,50	0,01120	826,2	132,919	$S_1^{135}$	$P_{12}^{45}$	180 000	$M_{12}^{450}$	960 000	2 740 000	50 800 000	62 976 000	7 87 200 000	839 140 000
42	1066,800	164,860	0,000047	0,47	0,01115	577,0	92,825	$S_1^{93}$	$P_8^{46,5}$	135 000	$M_8^{450}$	720 000	1 820 000	33 800 000	72 876 000	9 10 920 000	945 615 000
44	1117,600	172,800	0,000045	0,45	0,01110	388,2	62,450	$S_1^{63}$	$P_8^{31,5}$	85 500	$M_8^{300}$	540 000	1 200 000	22 300 000	76 376 640	9 77 700 000	970 625 500
46	1168,400	180,740	0,000043	0,43	0,01105	247,2	39,768	$S_1^{40}$	$P_8^{20}$	63 000	$M_8^{200}$	360 000	814 000	15 120 000	79 876 800	9 98 460 000	1 014 003 000
48	1219,200	188,680	0,0000416	0,416	0,01100	136,2	21,911	$S_1^{22}$	$P_8^{11}$	27 000	$M_8^{125}$	180 000	514 000	9 550 000	83 372 160	1 042 120 000	1 051 909 000

$I_T \cdot 10^6 \text{ DA}$

PREMIER TRONÇON  
COURBE :  $I_T = f(D)$



\* DEUXIEME TRONÇON \*

PC 00274  
Après p. 30(1)

DIAMETRE EXTERIEUR Pouces mm	Poids kg/m	DIAMETRE INTERIEUR mm	$R/D$	$Re \cdot 10^7$	$\lambda$	$P_f$ KW	$H_T$ m	Nbre de Stations	Nbre de Pompes	$I_p$ DA	Nbre de moteurs	$I_M$ DA	$I_{FA-DA/am}$	$I_E = \sum \frac{I_{FA}}{(1+I)^n}$	Poids total kg	$I_c$ DA	$I_T$ DA	
18	457,201	70,520	444,501	0,000113	1,13	0,0122	47079,7	7576,950	$S_{43}^{180}$	$P_{516}^{600}$	10 836 000	$M_{546}^{600}$	51 600 000	165 000 000	2 500 000 000	13 416 550	163 081 200	2 255 574 900
20	508,001	78,470	495,301	0,000100	1	0,0121	29497,1	4745,393	$S_{27}^{180}$	$P_{324}^{600}$	6 844 000	$M_{324}^{600}$	32 400 000	91 000 000	1 690 000 000	14 577 344	181 466 700	1 716 067 070
22	558,801	86,420	546,101	0,000092	0,92	0,0119	19629,7	3157,959	$S_{18}^{180}$	$P_{216}^{600}$	4 536 000	$M_{216}^{600}$	21 600 000	60 500 000	1 125 000 000	15 888 132	199 851 600	1 350 987 600
24	609,401	94,360	596,901	0,000084	0,84	0,0118	14 802,2	2382,081	$S_{14}^{180}$	$P_{168}^{600}$	3 528 000	$M_{168}^{600}$	16 800 000	47 100 000	975 000 000	17 457 072	218 213 400	1 113 841 400
26	660,401	102,310	647,701	0,000077	0,77	0,0116	11 390,7	1832,496	$S_{11}^{180}$	$P_{132}^{600}$	2 772 000	$M_{132}^{600}$	13 200 000	37 000 000	687 000 000	18 027 860	236 588 200	989 570 200
28	711,201	110,250	698,501	0,000072	0,72	0,0115	9 121,8	1467,387	$S_9^{180}$	$P_{108}^{600}$	2 268 000	$M_{108}^{600}$	10 800 000	30 300 000	563 000 000	20 326 800	254 960 000	831 088 000
30	762,002	118,190	749,301	0,000067	0,67	0,01145	8 444,3	1358,400	$S_8^{180}$	$P_{96}^{600}$	2 016 000	$M_{96}^{600}$	9 600 000	26 900 000	500 000 000	21 865 740	283 321 700	794 037 700
32	812,802	126,140	800,102	0,000063	0,63	0,01140	7 636,2	1228,486	$S_7^{180}$	$P_{84}^{600}$	1 764 000	$M_{84}^{600}$	8 400 000	23 600 000	438 000 000	23 336 520	291 706 600	739 870 600
34	863,602	134,100	850,902	0,000059	0,59	0,01135	7 094,8	1141,387	$S_7^{180}$	$P_{84}^{600}$	1 764 000	$M_{84}^{600}$	8 400 000	23 600 000	438 000 000	24 809 170	310 114 600	758 278 600
36	914,402	142,040	901,702	0,000055	0,55	0,01130	6 710,1	1087,498	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	26 248 110	328 476 000	713 188 000
38	965,200	186,880	949,950	0,000053	0,53	0,01125	6 451,1	1037,830	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	27 573 730	432 111 600	116 883 600
40	1016,000	196,800	1000,150	0,000050	0,50	0,01120	6 252,0	1005,800	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	26 408 000	451 112 300	839 824 300
42	1066,800	227,740	1049,320	0,000047	0,47	0,01115	6 109,0	982,795	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	42 133 000	526 662 900	911 374 900
44	1117,600	238,677	1100,124	0,000045	0,45	0,01110	5 998,3	964,985	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	44 458 000	551 955 000	936 667 000
46	1168,400	249,615	1150,924	0,000043	0,43	0,01105	5 915,5	951,664	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	46 180 000	577 250 200	961 962 200
48	1219,200	260,538	1201,720	0,0000416	0,416	0,01100	5 851,5	941,097	$S_6^{180}$	$P_{72}^{600}$	1 512 000	$M_{72}^{600}$	7 200 000	20 200 000	376 000 000	48 200 820	602 510 400	987 222 400



DEUXIEME TRONÇON

COURBE :  $\bar{I}_T = f(D)$

$\int 10^{-6} DA$

1000

900

800

700

600

500

0,6

0,7

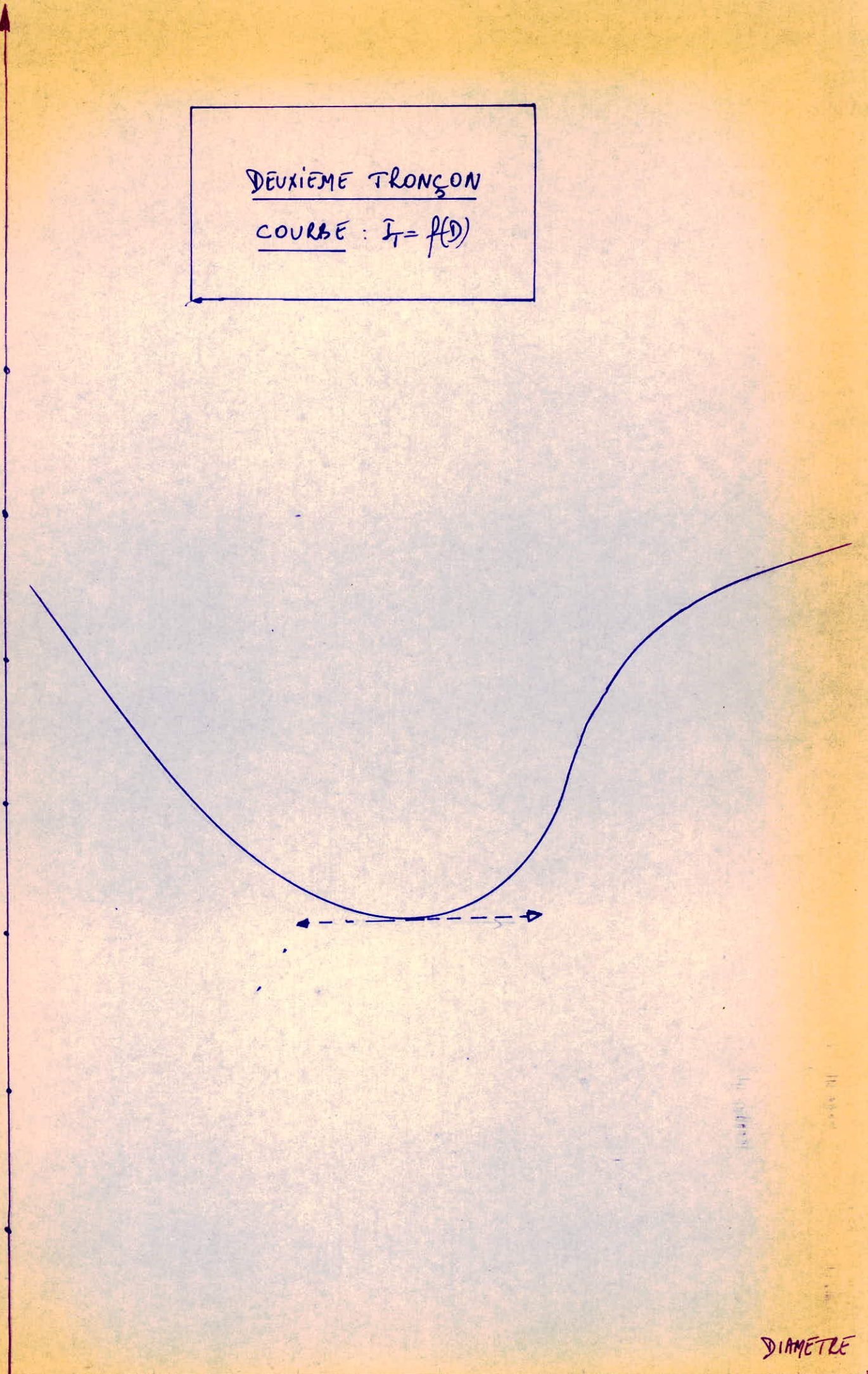
0,8

0,9

1

1,1

DIAMETRE

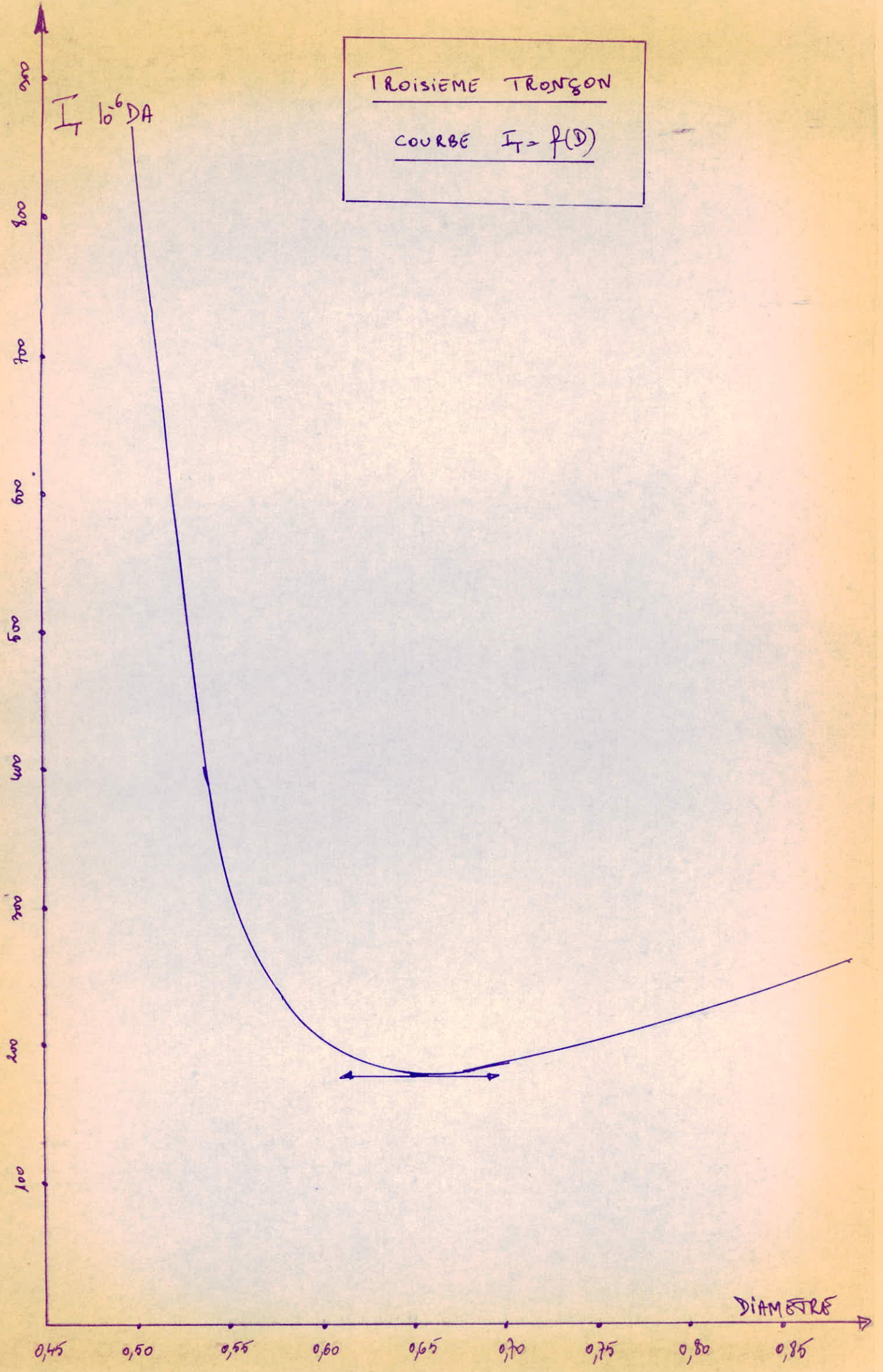


# TROISIEME TRONCON \*

Après p. 30 (2)

DIAMETRE EXTERIEUR POUCES	DIAMETRE EXTERIEUR mm	Poids kg/m	DIAMETRE INTERIEUR mm	R/D	ke 10 <sup>7</sup>	L	P <sub>f</sub> kW	H <sub>T</sub> m	Nbre de stations	Nbre de Pompes	I <sub>p</sub> DA	Nbre de moteurs	I <sub>M</sub> DA	I <sub>ea</sub> \$/an	I <sub>ez</sub> Σ I <sub>ea</sub> (1.1.1)	Poids total kg	I <sub>c</sub> DA	I <sub>T</sub> DA		
18	457,201	70,520	444,501	0,000113	1,13	0,0122	2 4113,2	3 879,249	S <sub>18</sub> <sup>225</sup>	P <sub>216</sub> <sup>75</sup>	5 508 000	M <sub>216</sub> <sup>730</sup>	2 3760 000	75 200 000	1400 000 000	84 149,1	119 051 600	1 568 549 800		
20	508,001	78,470	495,301	0,000100	1	0,0121	1 1264,4	1 812,146	S <sub>9</sub> <sup>225</sup>	P <sub>108</sub> <sup>75</sup>	2 754 000	M <sub>111</sub> <sup>730</sup>	11 880 000	397 600 000	700 000 000	10 597 844	132 473 000	847 107 000		
22	558,801	86,420	546,901	0,000092	0,92	0,0119	4 322,6	695,405	S <sub>4</sub> <sup>225</sup>	P <sub>148</sub> <sup>75</sup>	1 224 000	M <sub>148</sub> <sup>730</sup>	5 260 000	167 700 000	310 000 000	11 671 540	145 894 240	462 394 240		
24	609,401	94,360	596,901	0,000084	0,84	0,0118	5 37,0	86,391	S <sub>1</sub> <sup>225</sup>	P <sub>12</sub> <sup>44</sup>	148 000	M <sub>12</sub> <sup>450</sup>	960 000	2 520 000	47 700 000	12 743 884	159 208 500	208 106 600		
26	660,401	102,310	647,701	0,000077	0,77	0,0116											13 817 580	182 719 700	172 719 700	
28	711,201	110,250	698,501	0,000072	0,72	0,0115												14 899 920	186 124 000	186 124 000
30	762,002	118,190	749,301	0,000067	0,67	0,01145												15 962 270	189 528 000	189 528 000
32	812,802	126,140	800,102	0,000063	0,63	0,01140												17 015 960	193 943 500	193 943 500
34	863,602	134,100	850,902	0,000059	0,59	0,01135												18 111 010	226 387 600	226 387 600
36	914,402	142,040	901,702	0,000055	0,55	0,01130												19 183 250	239 791 900	239 791 900
38	965,200	150,980	949,350	0,000053	0,53	0,01125												20 239 270	315 490 800	315 490 800
40	1016,000	159,800	1000,150	0,000050	0,50	0,01120												21 279 020	302 457 760	302 457 760
42	1066,800	227,740	1049,320	0,000047	0,47	0,01115												22 285 650	384 470 600	384 470 600
44	1117,600	238,677	1100,124	0,000045	0,45	0,01110												23 255 170	402 954 500	402 954 500
46	1168,400	249,615	1150,924	0,000043	0,43	0,01105												24 187 220	421 400 000	421 400 000
48	1219,200	260,538	1201,720	0,0000416	0,416	0,01100												25 187 220	439 840 250	439 840 250

TROISIEME TRONÇON  
COURBE  $I_T = f(D)$



- RESULTS -

	Premier tronçon	Deuxième tronçon	Troisième tronçon
Diamètre Optimum	36"	36"	26"
Nombre de stations	2	6	0
$I_c$ D.A.	568.160.000	328.476.000	72.719.700
$I_p$ D.A.	360.000	1.512.000	0
$I_m$ D.A.	1.920.000	7.200.000	0
$I_e$ D.A.	102.000.000	376.000.000	0
Charges additives sur les pompes et moteurs	2.460.000	8.712.000	0

Pour toute le pipeline les charges fixes s'élevent à :  
1.091.520.000 D.A.

alors que les frais d'entretiens sont estimés à :  
478.000.000 D.A.

L'investissement total est :  
1.569.520.000 D.A.

- INSTALLATION DES STATIONS DE POMPAGE -

Premier tronçon :

On doit placer 2 stations identiques refoulant chacune à 135 mètres. Le profil est pratiquement horizontal. Une pompe sera alors placée au début de la canalisation et l'autre se situera au milieu du tronçon.

Déterminons les pressions aux niveaux des points caractéristiques du pipeline, c'est à dire aux deux extrémités et au milieu du tronçon. Si nous appelons  $H_0$  la pression totale en mètres de fluide disponible au départ du tronçon et  $H_1$  la pression d'arrivée au niveau de la 2ème station de pompage (milieu du tronçon), alors on peut écrire un bilan énergétique de la façon suivante :

$$H_0 = H_1 + \lambda \frac{L}{D^5} \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_v^2}{g}$$

avec  $H_0 = h_0 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + H_{p0}$

où  $h_0$  = hauteur géodésique par rapport au niveau de référence ici le niveau de la mer = 150 mètres.

$P_0$  = Pression du fluide à sa sortie du bac de stockage (hauteur 35 m), supposée égale à 45 mètres, soit environ  $4 \text{ kg/cm}^2$ .

$H_{p0}$  = Hauteur engendrée par la station de pompage soit 135 mètres.

De même :

$$H_1 = R_{geo1} + \frac{P_1}{\rho g}$$

$R_{geo1}$  = hauteur géodésique au niveau de la 2ème station = 100 mètres.

$\frac{P_1}{2g}$  = pression du fluide dans la canalisation à l'arrivée de la 2ème station de pompage.

alors :

$$R_0 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + H_{p0} = \lambda \frac{L}{D^5} \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_v^2}{g} + R_{geo1} + \frac{P_1}{\rho g}$$

Comme  $l = 160.000$  mètres

$D = 0,901$  mètres

$\lambda = 0,0113$

soit :

$$\frac{P_1}{\rho g} = 75 \text{ mètres}$$

De la même façon on calcule la pression d'arrivée  
au bout du tronçon  $\frac{P}{\rho g}$  on trouve : 55 m

Deuxième tronçon :

Nous avons 6 stations de pompage refoulant chacune à  
180 mètres. Toutes les caractéristiques sont résumées dans  
le tableau suivant :

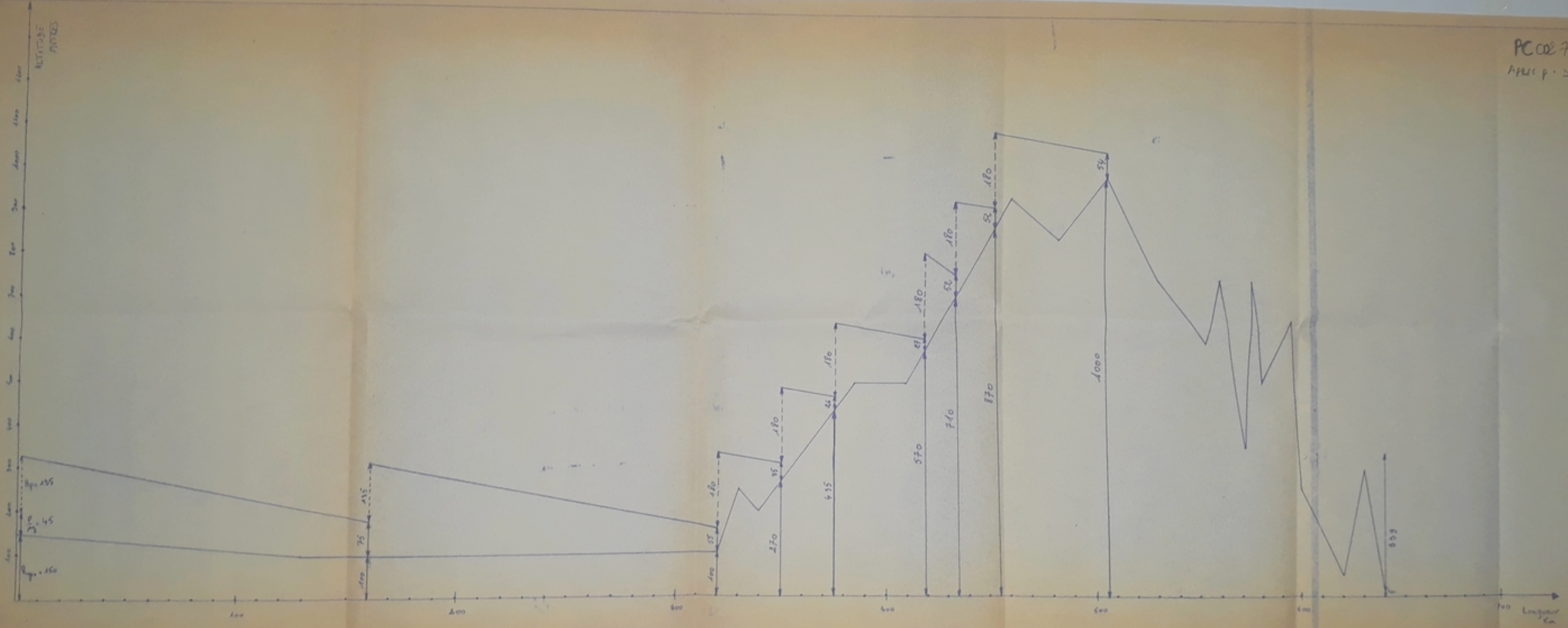
	$h_{geo}$	$\frac{P}{g}$	$h_{geo} + \frac{P}{g}$	$h_{geo} + \frac{P}{g} + H_p$	distance entre 2 stations
ère Sta.	100	55	155	335	<del>30000</del>
ème Sta.	270	35	305	485	25000
ème Sta.	435	26	461	541	145000
ème Sta.	570	27	597	777	15000
5ème Sta.	710	52	762	942	20000
6ème Stat.	870	52	922	1102	50000
Point Sulminent	1.000	54	1.054	1.054	

CALCUL DE LA PRESSION DE SORTIE AU BOUT DU 3ÈME TRONCON

De la même façon on fait un bilan. On obtient alors  
une hauteur de 339 mètres soit approximativement 27 Kg/cm<sup>2</sup>.

Pour éviter que le fluide arrive au port avec une telle  
puissance, on pourrait diminuer le diamètre du 3ème tronçon.  
Fixons nous une pression de sortie de 35 m (environ 3 kg/cm<sup>2</sup>)  
Le tube qui conviendrait alors, devrait avoir un diamètre de  
0,6025 mètre.

PC 0074  
 APR 1953



Le poids de ce tube est :

95,3 kg/m

d'où le poids total du tronçon :

12,85 10<sup>6</sup> kg

Le nouvel investissement sur ce tronçon sera :

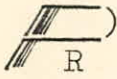
161 000 000 DA

L'investissement total sur tout le pipeline  
s'elevera finalement à :

1 557 000 000 DA.

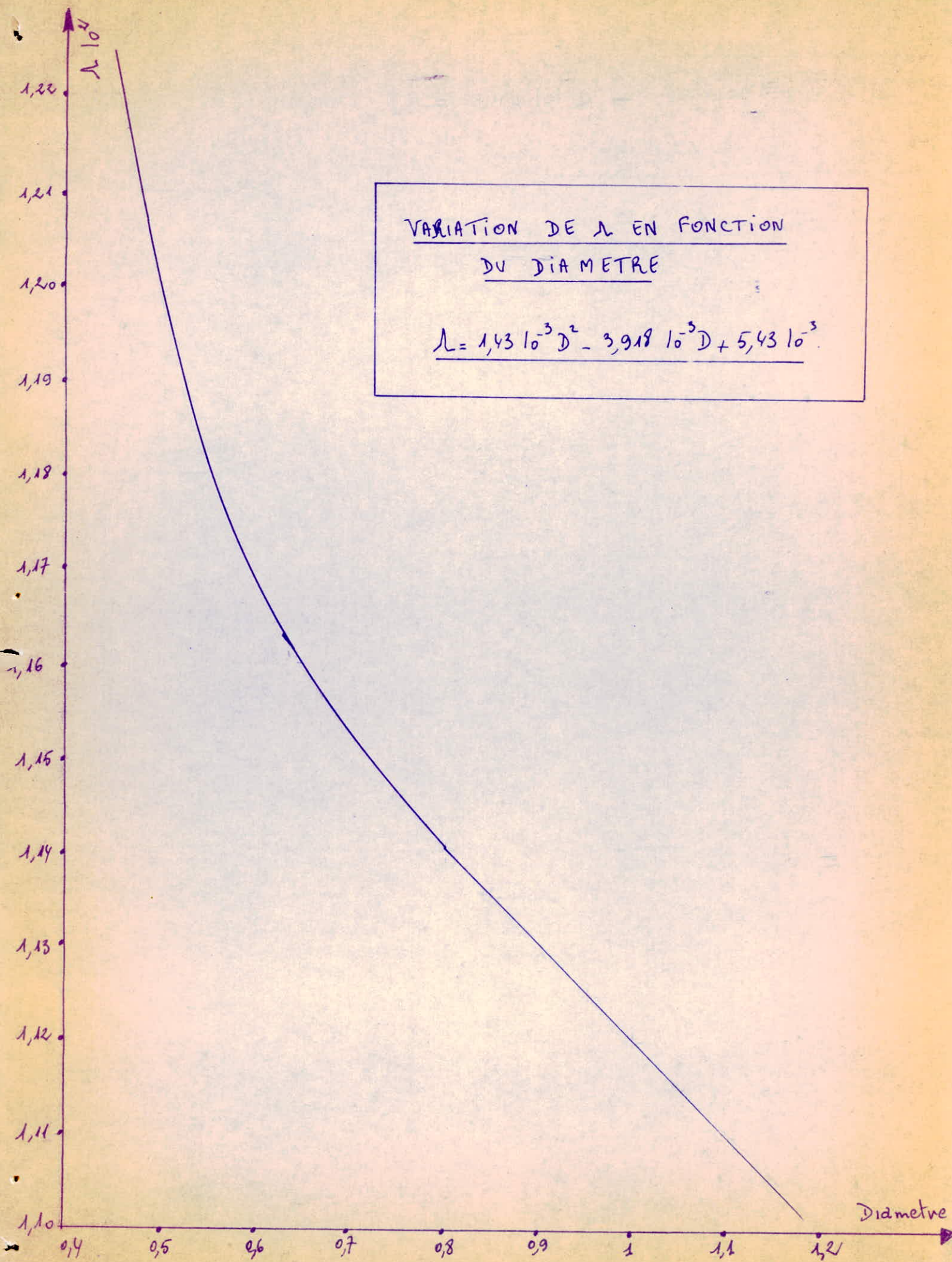
--\_ =---oOo\_=\_==

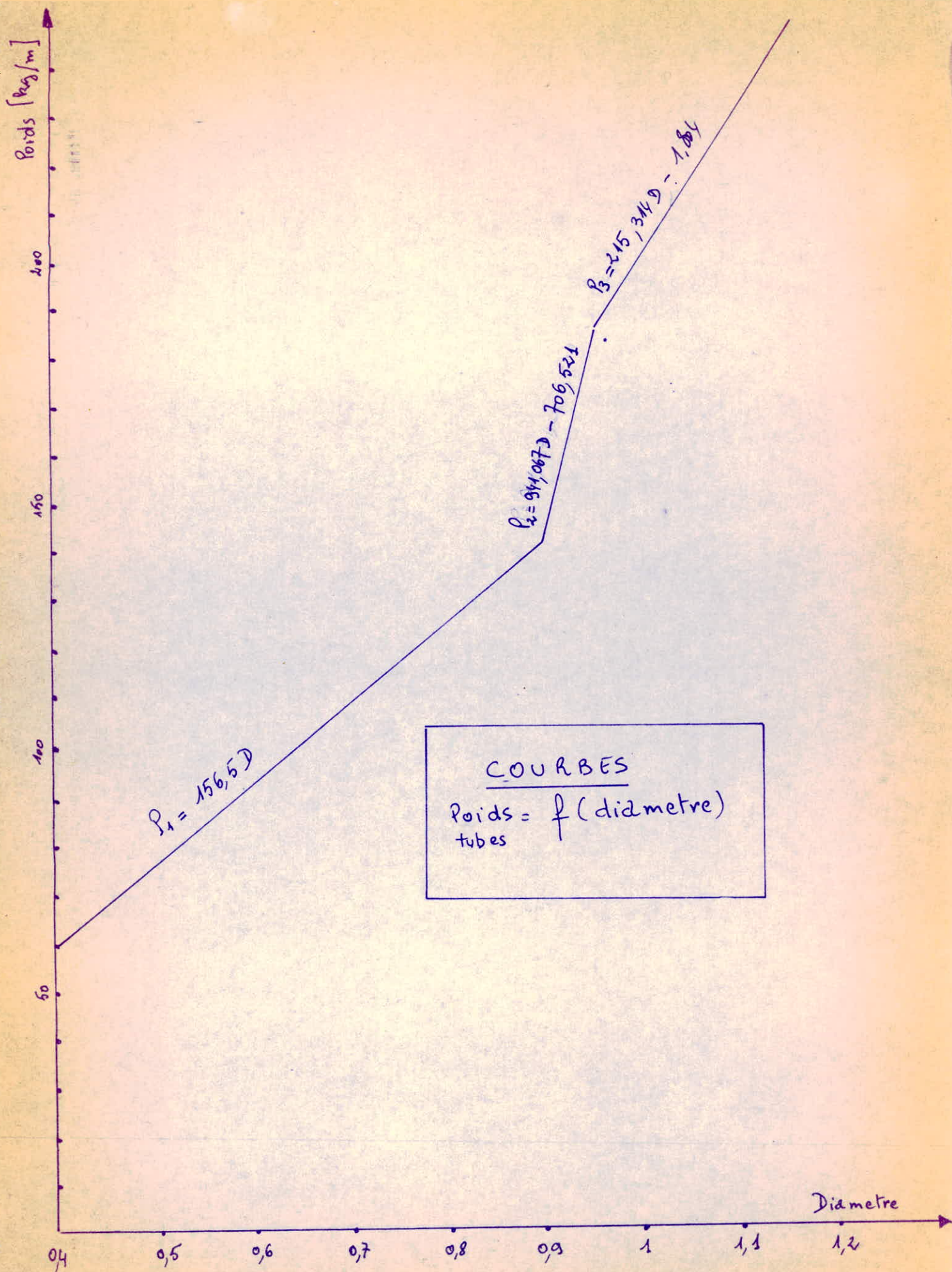


 R O G R A M M A T I O N  
-----

VARIATION DE  $\lambda$  EN FONCTION  
DU DIAMETRE

$\lambda = 1,43 \cdot 10^{-3} D^2 - 3,918 \cdot 10^{-3} D + 5,43 \cdot 10^{-3}$





INPØM	= Investissement sur les pompes
INMØT	= Investissement sur les moteurs
INENR	= Investissement sur l'énergie
INCØN	= Investissement sur la conduite
INCØT	= INPØM + INMØT + INCØN
INTØT	= Investissement total
L	= Longueur du tronçon
INMIN	= Investissement minimum
$Q_v$	= Débit
PRIEN =	Prix de l'énergie
PPØSE	= Prix pose
DMIN	= Diamètre minimum
DMAX	= diamètre maximum
DPAS	= Päs
ETA	= Rendement
AI, BI, CI =	Coefficients de la fonction = f(D)
G	= Accélération de la pesanteur
CP	= Capacité calorifique
DH	= dénivellation géodésique
DTC	= Ecart de température
HO	= Hauteur de refoulement maximale d'une station
HPO	= Hauteur de refoulement d'une pompe
HT	= Hauteur totale de refoulement, nécessaire.
NSP	= Nombre de stations de pompage
PRIST	= Prix d'une station
PRIP	= Prix d'une pompe
PPØM	= Puissance de la pompe
PMØT	= Puissance du moteur
TACT	= Taux d'actualisation
FACTA	= Facteur d'actualisation

(On trouvera ci-joint les courbes donnant les variations de  $\lambda$  et du poids de la conduite en fonction du diamètre D).

- PROGRAMME-

REAL INPØM, INMØT, INFNR, INCØM, INCØT, INTØT, L; INMIN.

CØMMØN R M

READ (I05,50) Qv, PREEN, PPØSE

READ (I05,5I) DMIN, DMAX, DPAS, TMIN, TMAX, TPAS

AI = 0,00I43

BI = 0,0039I8

CI = 0,00543

ETA = 0,8

G = 9.8I

CP = 0.526\* 4I80.

RETA = ETA/ (I.-ETA)

DI = 8./ (3.I4I6\* 3.I4I6 G)

C DØ 3 IT \* I,3

ID = 0

READ (I05,52) L, DH, DTC

WRITE, (I08,60) IT

WRITE (I08,70)

C

C CONTRAINTE SUR LES POMPES

C

HO = CP\*RETA \* DTC/G

HPO = HO/3.

WRITE (I08,6I) L, DH, DTC, HO

D = DMIN - DPAS

1 D = D + DPAS

C

C CALCUL DE LA PRESSION EN METRES DE FLUIDE

C

HT = (AI \* D \* D + BI \* D + CI) \* DI \* I \* Qv \* Qv / (D \* \* 5) + DH

C

C NOMBRE DE STATIONS DE POMPAGE

C

IF (HT.LE.O.) NSP = 0. , PRIST = 0. , GØ TØ 4

NSP = IFIX (HT/HO) + I

PRIP = 330. \* HPO

PRIST = I2. \* PRIP

4 INPØM = PRIST \* NSP

C

C MØTEURS

C

P PØM = 0.00I36 \* 808. \* G \* HPO \* Qv

PMØT = FPMØ (PPØM )

PRIMØ = I42. \* PMØT

INMØT = PRIMØ \* I2. \* NSP

C  
C  
C

CONDUITE

INCØN = PPØSE \* L \* FPØI (D)

INCØT = INPØM + INMØT + INCØM

ID = ID + I

WRITE = (I08,62)

WRITE (I08,6Ø)

WRITE (I08,67)

WRITE (I08,63) D, HT, NSP, HPO, PRIST, INPØM, INMØT, INCØN

WRITE (I08,64)

C  
C  
C

ENERGIE

ENER = 0.736 \* 8.000. \* 9. \* NSP \* PRIEN \* PMØT / RM

TACT = TMIN - TPAS

2 TACT = TACT + TPAS

FACTA = FACT (TACT)

ENENR = ENER \* FACTA

C  
C  
C

INVESTISSEMENT TOTAL INTØT

INTØT = INCØT + INENR

C

WRITE(I08,65) FACTA, TACT, INENR, INTØT

IF (ID.EQ.I) INMIN = INTØT ; DØPT = DMIN

IF (INTØT.LT.INMIN) INMIN = INTØT, DØPT = D

IF (TACT.LØ. T MAX) GØ TØ 2

IF (D.LØ.DMAX) GØ TØ I

WRITE (I08,68) DØPT, INMIN

WRITE (I08,69)

3 CØNTINUE

C  
C

50 FØRMAT (3F6.3)

51 FØRMAT (6F4.2)

52 FØRMAT (F7Ø0)F5.0, F5.2)

60 FØRMAT (//////, 37X, 'TRONCON NUMERØ', I2)

6A FØRMAT (// 'LØNGUEUR = ', I8, 'DENIVELLATION = ', I5,  
'ECHAUFFEMENT = ', F5.2, 'HAUTEUR REF STATIONS = ', I5, /)

- 62 FØRMAT (/ 'DIAMETRE HAUTEUR DE', 5X, 'NØMRE DE HAUTEUR DE PRIX D', 'UNE', 7X, 'INVESTISSEMENT)
- 63 FØRMAT (3X,F4.2,3X,I6,8X,I3,9X,I5,5X,I8,5X,I10,1X;I10,4X,I 10,7)
- 64 FØRMAT (34X,'TAUX D'ACTUELISATION ', 8X, ENERGIE INVESTISSEMENT TØTAL L')
- 65 FØRMAT (32X,F6.3.,4X,F4.2,I2X,I12,4X,I13)
- 66 FØRMAT (3X,'M',4X, 'REFOULEMENT STATION POMPES MOTEURS CONDUITES')
- 67 FØRMAT (9X, 'A FOURNIR',I6 X,'D UNE PØMPE DINARS')
- 68 FØRMAT (////,'LE DIAMETRE ØPTIMUM EST EGAL A',F.4.2',M L INWESTISSEMENT,I13,'DINARS').
- 69 FØRMAT (' ',// /// // //)
- 70 FØRMAT (37 X,' ',///////// )
- STØP
- END

## SOUS PROGRAMMES

FUNCTIØN . FPMØ(X)

COMMON R M

C

IF (X. LE.0.5) FPMØ = 1.,RM = 0,825; GØ TØ 1  
 IF (X. LE.0.75) FPMØ = 1.5 , RM = 0.750, GØ TØ 1  
 IF (X. LE.1.00) FPMØ = 2., RM = 0,80 ,GØ TØ 1  
 IF (X.LE. 2.00) FPMØ = 3., RM = 0,8, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.4.00)FPMØ = 5. , RM = 0,84, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.6.0)FPMØ = 7.5 ,RM = 0.8I5, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.8.00)FPMØ = IO., RM = 0.850, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.I2.0)FPMØ = I5.,RM = 0.865 , GØ TØ 1  
 IF (X.LE.16.0)FPMØ = 20.,RM = 0.860,GØ TØ 1  
 IF (X.LE.20.0)FPMØ = 25.,RM =0.880, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.26.I)FPMØ = 30.,RM = 0.885, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.34.8)FPMØ = 40.,RM = 0?885, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.43.5)FPMØ = 50.,RM = 0.875, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.52.2)FPMØ = 60,RM = 0.895, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.65.2)FPMØ = 75,RM = 0.905, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.87.0)FPMØ = IO0,RM = 0.9IO, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.II4)FPMØ = I25,RM = 0.9I5, GØ TØ 1  
 IF (X.LE.I36)FPMØ = I50,RM = 0.9IO, GØ TØ 1

L-0

```

IF.(X.LE.I82) FPMØ = 200, RM = 0.925, GØ TØ 1
IF.(X.LE.227) FPMØ = 250, RM = 0.935, GØ TØ 1
IF.(X.LE.273) FPMØ = 300, RM = 0.940, GØ TØ 1
IF.(X.LE.318) FPMØ = 350, RM = 0.940, GØ TØ 1
IF.(X.LE.364) FPMØ = 400, RM = 0.930, GØ TØ 1
IF.(X.LE.409) FPMØ = 450, RM = 0.930, GØ TØ 1
IF.(X.LE.455) FPMØ = 500, RM = 0.935, GØ TØ 1
IF.(X.LE.545) FPMØ = 600, RM = 0.945, GØ TØ 1
IF.(X.LE.650) FPMØ = 700, RM = 0.945, GØ TØ 1
IF.(X.LE.750) FPMØ = 800, RM = 0.950, GØ TØ 1

```

FPMØ = X

RM = 0.950

WRITE = (I08,70) X

1 CONTINUE

70 FØRMAT ('ATTENTION PPØM = 'I7)

RETURN

END

FUNCTION F P Ø I (X)

IF (X.LE.090I702) FPØI = I36,5 \* X, GØ TØ 1

IF (X.LE.0.94935) FPØI = 94I.067 \* X - 706?52I, GØ TØ 1

FPØI = 2I5.3I4 \* X - I.804

1 CØNTINUE

RETURN

END

-----

FUNCTION FACT (X)

FACT = 0.

DO/ 1 N = 4,33, 1

1 FACT = FACT + 1./(1.+X/I00.) \* \* N

RETURN

END

---o---



( E S U L T A T S )

Premier tronçon :

1°) Taux d'actualisation :  $i = 0,035$

D	Nbre Station	I <sub>p</sub> DA	I <sub>m</sub> DA	I <sub>c</sub> DA	I <sub>e</sub> DA	I <sub>t</sub> DA
0,86	3	532523	23004000	538359552	127606448	668798720
0,88	2	355015	1533600	550879488	85070960	637838848
0,90	2	355015	1533600	563399168	85070960	650358528
0,92	2	355015	1533600	637038848	85070960	723998208

Résultats : Le minimum correspond au diamètre D = 0,88 (36 pouces)

2°) Taux d'actualisation  $i = 0,055$

D	Nbre Station	I <sub>p</sub> DA	I <sub>m</sub> DA	I <sub>c</sub> DA	I <sub>e</sub> DA	I <sub>t</sub> DA
0,80	4	710031	3067200	500799488	120948256	631524608
0,82	3	532523	2300400	513319424	95211184	611363328
0,84	3	532523	230400	525839360	95211184	623883264
0,86	3	532523	230400	538359552	95211184	636403456

Résultats : le minimum correspond au diamètre D = 0,82 (32 pouces)

3°) taux d'actualisation  $i = 0,075$

D	Nbre de station	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,76	5	887539	3834000	475759360	121885008	602365696
0,78	4	710031	3067200	488279552	97508000	589564416
0,80	4	710031	3067200	500799488	97508000	602084352
0,82	3	532523	2300400	513319424	73131008	589283328

Résultats : Le minimum correspondant au diamètre  $D = 0,78$  (32 pouces)

4°) Taux d'actualisation  $i = 0,095$

D	Nbre Station	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,70	7	1242555	3367600	438199552	134450032	579259392
0,72	6	1065047	4600800	450719488	115242928	571628032
0,74	5	887539	3834000	463239424	96035776	563996416
0,76	5	887539	3834000	475759360	121885008	602365696

Résultat : Le minimum correspond au diamètre  $D = 0,74$  (30 pouces)

DEUXIEME TRONCON

1°) Taux d'actualisation  $i = 0,035$

D	Nbre de station	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,88	7	I65674I	7I56800	358485760	390696I92	7I7 995 264
0,90	6	I420063	6I34400	325 723 904	334882304	668 I60 5I2
0,92	6	I420063	6I34400	368297984	334882304	7I0 734 592
0,94	6	I420063	6I34400	4II823872	334882304	754 260 480

Resultat: Le minimum correspond au diametre  $D=0,90$  (36 pouces)

2°) Taux d'actualisation  $i = 0,055$

D	Nbre de station	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,74	8	I8934I8	8I79200	2678I7600	<del>336599824</del>	<del>624 645 I20</del>
0,76	7	I65674I	7I56800	275055872	29I5I0784	575 379 960
0,78	7	I65674I	7I56800	2822940I6	29I5I0784	582 6I8 II2
0,80	7	I65674I	7I56800	2895324I6	29I5I0784	589 856 5I2

Resultat : Le minimum correspondant au diametre  $D=0,76$  (32 pouces)

3°) Taux d'actualisation  $i = 0,075$

D	Nbre Stat.	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,74	8	I8934I8	8I79200	2678I7600	255893936	533783808
0,76	7	I65674I	7I56800	275055872	223907280	507776256
0,78	7	I65674I	7I56800	282294016	223907280	5I50I4400
0,80	7	I65674I	7I56800	2895324I6	223907280	522252800

Résultat : Le minimum correspond au diamètre  $D = 0,76$  (29 Pouces)

4) Taux d'actualisation  $i = 0,095$

D	Nbre Stat.	$I_p$ D.A.	$I_m$ D.A.	$I_c$ D.A.	$I_e$ D.A.	$I_t$ D.A.
0,68	9	2I30095	920I600	246I02592	228827328	48426I376
0,70	8	I8934I8	8I79200	253340992	20I624240	465037824
0,72	8	I8934I8	8I79200	260579200	20I624240	4722757I2
0,74	8	I8934I8	8I79200	2678I7600	20I624240	4795I4II2

Résultat : le minimum correspond au diamètre  $D = 0,70$  (28 pouces)

TROISIEME TRONCON

1°) Taux d'actualisation  $i = 0,035$

D	Nbre Stat.	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,56	I	295846	1192800	147953760	65116048	214558448
0,58	0	0	0	153237824	0	153237824
0,60	0	0	0	158521872	0	158521872
0,62	0	0	0	163805952	0	163805952

Résultat : le minimum correspondant au diamètre  $D = 0,58$  (24 pouces)

2°) Taux d'actualisation  $i = 0,055$

D	Nbre Sta	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,56	I	295846	1192800	147953760	65116048	21458448
0,58	0	0	0	153237824	0	153237824
0,60	0	0	0	158521872	0	158521872
0,62	0	0	0	163805952	0	163805952

Résultat : Le minimum correspond au diamètre  $D = 0,58$  (24 pouces)

3°) Taux d'actualisation  $i = 0,075$

D	Nbre Stat	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,56	I	295846	1192800	147953760	65116048	214558448
0,58	0	0	0	153237824	0	153237824
0,60	0	0	0	158521872	0	158521872
0,62	0	0	0	163805952	0	163805952

Résultat : Le minimum correspond au diamètre  $D = 0,58$  (24 pouces)

4°) Taux d'actualisation  $i = 0,095$

D	Nbre Stat.	$I_p$ DA	$I_m$ DA	$I_c$ DA	$I_e$ DA	$I_t$ DA
0,56	I	295846	1192800	147953760	65116048	21458448
0,58	0	0	0	153237824	0	153237824
0,60	0	0	0	158521872	0	158521872
0,62	0	0	0	163805952	0	163805952

Résultat : Le minimum correspond au diamètre  $D = 0,58$  (24 pouces)

- R E S U M E -

1°) Taux d'actualisation  $i = 0,035$

	Nombre de stations	Diametre	INvestissement
Premier tronçon	2	36"	637 838 848
Deuxieme tronçon	6	36"	668 160 512
Troisieme tronçon	0	24"	153 237 824
Investissement total			1860000 000

2°) Taux d'actualisation  $i = 0,055$

	Nombre de stations	Diametre	Investissement
Premier tronçon	3	32"	611 363 328
Deuxieme tronçon	7	32"	575 379 968
Troisieme tronçon	0	24"	153237 824
Investissement total			1340 000 000

3°) Taux d'actualisation  $i = 0,075$

	Nombre de stations	Diametre	Investissement
Premier tronçon	4	32"	589 564 416
Deuxieme tronçon	7	32"	507 776 256
Troisieme tronçon	0	24"	153 237 824
Investissement total			I 250 000 000

4°) Taux d'actualisation  $i = 0,095$

	Nombre de stations	Diametre	Investissement
Premier tronçon	6	30"	563 996 416
Deuxieme tronçon	8	28"	465 037 824
Troisieme tronçon	0	24"	153 237 824
Investissement total			I 182 000 000

-----000-----



CONCLUSION

On remarque que lorsque le taux d'actualisation augmente le diamètre optimal de la canalisation diminue.

En effet l'investissement sur l'énergie diminue (alors que l'investissement sur la conduite reste constant).

Plus le taux d'actualisation est grand, plus on a intérêt à mettre une canalisation de petit diamètre.

Notons de plus, que les minimums obtenus sont très accentués. Si dans l'avenir on souhaiterait augmenter le débit de pétrole dans la canalisation il serait avantageux pour nous alors d'installer dès maintenant une canalisation de diamètre légèrement plus grand que le minimum obtenu.

#### Recommandations :

Nous conseillons avant tout :

1°) de revoir certaines données du problème (notamment le prix de la pose, prix des pompes et surtout l'écart de température entre la sortie et l'entrée de la pompe) pour une meilleure exactitude du calcul du pipeline.

2°) de tenir compte des pertes de charges dues aux soudures des tubes. Pour cela on doit connaître d'abord la longueur d'un tube tel qu'il existe sur le marché.

3°) Si possible enfin, de déterminer la variation de la rugosité en fonction du temps. En première approximation on peut écrire :

$$k = k_0 + at$$

$k_0$  = rugosité du tube lors de son installation.

$a$  = constante caractéristique du tube.

Alors on peut déterminer le temps au bout duquel les pertes de charges par frottement deviennent négligeables.

Donc éliminer certaines pompes du circuit. D'où une économie non négligeable.

//) N N E X E

DEMONSTRATION DE LA RELATION

$$H = \frac{426,8 C_p \eta \Delta t^\circ C}{1 - \eta}$$

On fournit une puissance P à la pompe.

Elle nous restitue la puissance  $\rho g H q_v$  tandis que l'autre fraction de la puissance est dégradée sous forme de chaleur : Q (fournie au fluide).

On peut écrire :

$$P = \rho g H q_v + Q$$

si nous appelons  $\eta$  le rendement de la pompe alors

$$P = \frac{\rho g H q_v}{\eta}$$

soit :

$$\frac{\rho g H q_v}{\eta} - \rho g H q_v = Q$$

Comme :

$$Q = \rho q_v C_p \Delta t$$

$$\text{Soit : } g H \left( \frac{1 - \eta}{\eta} \right) = C_p \Delta t$$

$$H = \frac{1}{g} \frac{C_p \Delta t}{(1 - \eta)}$$

Dans le système MKSA : (H) mètres  
(g) m/s<sup>2</sup>  
(C<sub>p</sub>) joule/kg°C

Si l'on désire utiliser le C<sub>p</sub> dans les unités usuelles ~~alors~~ c'est à dire cal/g°C alors :

$$(C_p) \text{ joule/kg}^\circ\text{C} \dots \rightarrow (C_p) 4180 \text{ Cal/g}^\circ\text{C}$$

$$\text{soit } H = \frac{426,8 C_p \eta \Delta t}{(1 - \eta)}$$

