

Institut Royal Colonial Belge

Koninklijk Belgisch Koloniaal Instituut

SECTION  
DES SCIENCES TECHNIQUES

AFDEELING  
DER TECHNISCHE WETENSCHAPPEN

Mémoires. — Collection in-8°. —  
Tome I, fascicule 1.

Verhandelingen. — Verzameling  
in-8°. — T. I, aflevering 1.

LA  
**FORCE MOTRICE**

POUR LES

**PETITES INDUSTRIES COLONIALES**

PAR

**Paul FONTAINAS**

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES,  
PROFESSEUR À L'UNIVERSITÉ DE LOUVAIN,  
MEMBRE TITULAIRE DE L'INSTITUT ROYAL COLONIAL BELGE.



**BRUXELLES**

Librairie Falk fils,  
**GEORGES VAN CAMPENHOUT, Successeur,**  
22, Rue des Paroissiens, 22.

1935





## ERRATUM

PAGE 8. — *A la quatrième ligne de texte, en partant du bas de la page, lire : « condenseur » au lieu de : « condensateur ».*



# LA FORCE MOTRICE

POUR LES

PETITES INDUSTRIES COLONIALES

PAR

**Paul FONTAINAS**

INGÉNIEUR CIVIL DES MINES,  
PROFESSEUR À L'UNIVERSITÉ DE LOUVAIN,  
MEMBRE TITULAIRE DE L'INSTITUT ROYAL COLONIAL BELGE.

---

Mémoire présenté à la séance du 22 février 1935.

---

# LA FORCE MOTRICE

POUR LES

## PETITES INDUSTRIES COLONIALES

---

Le choix d'une source d'énergie est, au Congo, plus précieux peut-être qu'en d'autres régions, à cause de tous les facteurs géographiques qui, en ordres divers, conditionnent de manière tout à fait singulière l'économie de l'Afrique Centrale.

Le rôle de la force motrice va croissant avec la part pour laquelle elle intervient dans le coût du produit fabriqué. De manière concrète, on dira que si cette intervention était d'un centième, par exemple, la considération du prix de revient deviendrait secondaire et pourrait être dominée par d'autres facteurs, tels la souplesse, la facilité de conduite et d'entretien, l'approvisionnement en combustible, la mobilité, l'encombrement, le poids, etc.

Il en serait tout autrement si la proportion pour laquelle la force motrice entre dans le coût du produit fabriqué atteignait 50 %. En effet, dans le premier cas envisagé ce coût n'augmenterait que d'un pour cent si l'énergie revenait à un prix double, alors que dans le second, le produit reviendrait 50 % plus cher. La considération du prix de revient de l'énergie devient ici dominante.

La difficulté d'approvisionnement de certains combustibles résultant, soit de leur déficience locale, soit du



défaut de main-d'œuvre, ou encore de l'impossibilité des transports, fera quelquefois proscrire certaines sources d'énergie. Ainsi le moteur à gaz pauvre ne pourra être établi que dans des régions possédant une végétation appropriée à la carbonisation.

Un élément qui peut intervenir fréquemment dans la détermination de la source d'énergie est celui des déchets de fabrication, qui, après dessiccation, constituent quelquefois d'excellents combustibles pour les chaudières à vapeur. Si ces déchets présentaient cette qualité et étaient produits en quantité considérable, ne pas les utiliser serait un crime de lèse-économie. Dans un cas semblable, le choix de la source de force motrice devient aisé.

Sauf donc ce cas spécial, le mode de production de la force motrice sera conditionné par son prix de revient et il convient de rechercher une formule pour l'établissement de celui-ci.

On se rappellera que le coût du cheval-heure produit par un moteur est déterminé par les éléments suivants :

- 1° L'amortissement de l'engin généralement effectué en 10 ans;
- 2° Le coût de la main-d'œuvre de conduite;
- 3° L'amortissement du bâtiment généralement effectué en 20 ans;
- 4° L'entretien de ce bâtiment;
- 5° La fourniture des pièces de rechange et l'entretien;
- 6° Le coût du combustible;
- 7° Le coût de l'huile de graissage.

Cela étant posé si l'on désigne par :

A, le coût du mètre carré de surface couverte,

P, le prix de l'engin rendu sur place, augmenté du coût des fondations,

F, la puissance moyenne développée,

$Ak\sqrt{F}$ , fonction déterminant approximativement la

surface couverte nécessaire à l'établissement d'un moteur,

$h$ , la durée d'utilisation journalière exprimée en heures,

300, le nombre de jours d'utilisation par an.

$M$ , le salaire horaire,

$R$ , le prix annuel des pièces de rechange par cheval-heure y compris l'entretien,

$C$ , le coût du combustible par cheval-heure,

$H$ , le coût de l'huile de graissage par Kg. rendu sur place,

$p$ , la consommation de cette huile par cheval-heure,

$t$ , le pourcentage de l'entretien du bâtiment par rapport au coût du cheval-heure.

On exprimera comme suit :

1° l'amortissement par cheval-heure :  $\frac{P}{10 \times 300 \times h \times F}$

2° le coût de la main-d'œuvre de conduite par cheval-heure :  $\frac{M}{F}$

3° le coût du bâtiment :  $Ak\sqrt{F}$ , l'amortissement par cheval-heure :

$$\frac{Ak\sqrt{F}}{20 \times 300 \times h \times F}, \quad \text{soit} \quad \frac{Ak}{20 \times 300 \times h \times \sqrt{F}}.$$

4° l'entretien par cheval-heure :  $\frac{Akt}{20 \times 300 \times h \times \sqrt{F}}$

5° le prix par cheval-heure :  $\frac{R}{300 \times h}$

6° le coût du combustible par cheval-heure :  $C$

7° le coût de l'huile de graissage par cheval-heure :  $pH$ .

De ce chef l'expression du prix de revient TOTAL du cheval-heure sera :

$$\frac{P}{10 \times 300 \times h \times F} + \frac{M}{F} + \frac{Ak}{20 \times 300 \times h \times \sqrt{F}} + \frac{Akt}{20 \times 300 \times h \times \sqrt{F}} + \frac{R}{300 \times h} + C + pH.$$

Nous n'envisageons que les petites et moyennes puissances et nous basant sur les considérations émises dans les annexes à la présente note et sur les indications ci-après relatives aux : machine à vapeur; turbine à vapeur; moteur à essence; moteur à combustion interne; moteur à gazogène; turbine hydraulique. Nous avons, pour trouver la valeur comparative du prix de revient *total* du cheval-heure fourni par chacune de ces machines, ainsi que la valeur de chacun des éléments qui entrent dans son expression, dressé le tableau des pages 26 et 27, tableau, que, le voulant exemplatif, nous avons établi sur des données concrètes.

C'est ainsi qu'en plus des bases adoptées on a admis :

- 1° Bâtiment A : 800 francs par mètre carré de surface couverte;
- 2° Stère de bois de 360 kilos : 8 francs, rendu près de l'engin;
- 3° Essence : 3,50 le litre, soit 5 francs le kilogramme;
- 4° Huile lourde minérale : 1 franc le kilogramme;
- 5° Huile de graissage : 7 francs le kilogramme;

Il est évident que les prix de revient ainsi trouvés ne sont qu'approximatifs, en raison de la variation que subissent les éléments de base suivant la région que l'on considère dans notre colonie et suivant l'état des marchés des combustibles et des machines. Quoiqu'il en soit, cependant, les considérations qui précèdent garderont toujours la valeur d'une méthode qui pourra servir dans tous les cas.

Nous commentons successivement les considérations-types pour machines motrices précitées, en nous référant pour la justification de nos conclusions aux sujétions propres à chacun de ces types, exposées dans les annexes de ce présent travail.

*Machine à vapeur* (à consulter annexe D).

On peut dire que pour une machine à vapeur surchauffée à 320° C, marchant à la pression de 12 kilogrammes et

tenant compte de ce que l'engin développe une puissance moyenne supposée de 10 à 15 % inférieure à la puissance maximum, la consommation est de 10 kilogrammes et de 9 kilogrammes de vapeur par cheval-heure effectif, suivant que l'on envisage les puissances de 25 et de 45 C.V.

Considérant que le rendement de la chaudière atteint 0,75, que le pouvoir calorifique du bois ne dépasse par 2.500 calories, qu'il faut 700 calories environ pour produire 1 kilogramme de vapeur surchauffée à 320° C., à 12 kilogrammes de pression, l'on verra que la consommation de bois par cheval-heure effectif est :

$$\frac{10 \times 700}{0,75 \times 2500} = 3,75 \text{ kilogr. pour la machine de 25 C.V.}$$

et de

$$\frac{9 \times 700}{0,75 \times 2500} = 3,4 \text{ kilogr. pour la machine de 45 C.V.}$$

Si la surchauffe de la vapeur n'était pas adoptée, parce que l'on estimerait que ce serait une complication qu'il faut éviter dans un moteur colonial de faible ou de moyenne puissance, (*ce qui, comme on le verra plus loin, n'est pas le cas*), les valeurs précédentes deviendraient, si l'on tient compte de ce que les consommations de vapeur saturée seraient de 13,5 et de 12 kilogrammes respectivement par cheval-heure effectif et qu'il faut 660 calories pour produire un kilogramme de cette vapeur à 12 kilogrammes de pression :

$$\frac{13,5 \times 660}{0,75 \times 2500} = 4,75 \text{ kilogr. de bois par cheval-heure effectif pour la machine de 25 C.V.}$$

$$\frac{12 \times 660}{0,75 \times 2500} = 4,25 \text{ kilogr. de bois par cheval-heure effectif pour la machine de 45 C.V.}$$

En augmentant ces chiffres de 15 %, pour tenir compte du bois d'allumage, du bois consommé pendant l'arrêt au milieu de la journée et du bois restant dans le foyer en fin

de travail, on obtient pour les consommations par cheval-heure effectif :

Pression 12 kg. 320°C.	}	machine de 45 C.V. — 3,9 kg.
		machine de 25 C.V. — 4,3 kg.
Vapeur saturée de 12 kg.	}	machine de 25 C.V. — 5,5 kg.
		machine de 45 C.V. — 4,9 kg.

En admettant que le stère de bois de 360 kilogrammes revient à 8 francs, on trouve pour le coût du combustible par cheval-heure les valeurs données au tableau (pages 26 et 27).

*Turbine à vapeur* (à consulter : annexe II).

Tenant compte de ce que l'engin développe une puissance moyenne supposée de 10 à 15 % inférieure à la puissance permanente maximum, on considère que la consommation de vapeur surchauffée à 320° C. et sous pression de 10 kilogrammes par centimètre carré, est de :

18,5 kg. par cheval-heure pour échappement à l'air;

12 kg. par cheval-heure pour échappement au condenseur.

Si l'on admet que le rendement de la chaudière atteint 0,75, que le pouvoir calorifique du bois ne dépasse pas 2,500 calories, qu'il faut 675 calories environ pour produire un kilogramme de vapeur surchauffée à 320° C. à 10 kg. de pression, la consommation de bois par cheval-heure effectif est de :

$$\frac{18,5 \times 675}{0,75 \times 2500} = 6,7 \text{ kg.}$$

pour la turbine sans condensateur et de :

$$\frac{12 \times 675}{0,75 \times 2500} = 4,3 \text{ kg.}$$

pour la turbine avec condenseur.

En augmentant ces chiffres de 15 %, pour tenir compte du bois d'allumage, du bois consommé pendant l'arrêt au

milieu de la journée et du bois restant dans le foyer à la fin de celle-ci, les consommations de bois par cheval-heure effectif deviennent :

turbine sans condenseur : 7,7 kg. de bois par cheval-heure;  
turbine avec condenseur : 5 kg. de bois par cheval-heure.

Admettant toujours que le stère de bois de 360 kg. revient à 8 fr., on obtient pour le prix du combustible par cheval-heure les valeurs portées au tableau (pages 26 et 27).

*Moteur à essence* (à consulter : annexe III).

Pour déterminer le coût du combustible par cheval-heure, on suppose, *d'une part*, que le moteur ne développe pas continuellement la puissance pour laquelle sa consommation spécifique est minimum et qu'en conséquence il consomme 275 grammes d'essence par cheval-heure; *d'autre part*, que cette essence coûte fr. 3.50 le litre, soit 5 francs le kilogramme.

*Moteur à combustion interne* (à consulter : annexe IV).

On suppose également, pour l'établissement du coût du combustible, que le moteur ne développe pas continuellement la puissance pour laquelle sa consommation spécifique est minimum et qu'il y a lieu de forcer quelque peu les chiffres garantis par les constructeurs. Tenant compte de ces considérations, on peut admettre que les consommations par cheval-heure d'huile lourde minérale, ayant un pouvoir calorifique inférieur d'au moins 10.000 calories, sont, pour un moteur d'une cinquantaine de chevaux :

moteur super-Diesel à quatre temps . . . . 200 gr.;  
moteur super-Diesel à deux temps . . . . 220 gr.;  
moteur semi-Diesel à deux temps. . . . . 250 gr.

Ces chiffres seraient inchangés si l'on utilisait le gaz-oil végétal, mais devraient être augmentés de 20 % si l'on consommait de l'huile brute végétale.

Si  $p'$ - $p''$ - $p'''$  sont les prix de revient respectifs du kilogramme rendu sur place des huiles minérales, des gaz-oils végétaux et des huiles brutes végétales, le coût du combustible par cheval-heure est le suivant :

	Huile lourde minérale.	Gaz-oil végétal.	Huile brute végétale.
Moteur super-Diesel à 4 temps.	$0,20p'$	$0,20p''$	$0,24p'''$
Moteur super-Diesel à 2 temps.	$0,22p'$	$0,22p''$	$0,265p'''$
Moteur semi-Diesel à 2 temps.	$0,25p'$	$0,25p''$	$0,30p'''$

Dans le tableau (pages 26 et 27), pour l'établissement du coût du combustible par cheval-heure, on a supposé l'huile lourde minérale revenant à 1 franc le kilogramme et la consommation par cheval-heure du moteur de 25 C.V. de 5 % supérieure à celle du moteur de 45 C.V.

*Moteur à gazogène (à consulter annexe V).*

On a établi que le coût du charbon de bois réellement consommé dans le gazogène pour produire un cheval-heure sur la poulie du moteur est

$$\frac{635 m D}{R_g R_m p_1 B r}$$

dans laquelle

- $m$  est le rapport du prix du charbon de bois obtenu au prix du bois;
- $D$  est le coût d'une stère de bois;
- $R_g$  est le rendement du gazogène;
- $R_m$  est le rendement total du moteur;
- $p_1$  est le pouvoir calorifique du charbon de bois;
- $B$  est le poids d'un stère de bois;
- $r$  est le rapport du poids du charbon de bois obtenu au poids du bois.

On peut supposer et estimer que

$$m = 1,5 \quad - \quad D = 8 \text{ fr.} \quad - \quad R_g = 0,75 \quad - \quad R_m = 0,22 \quad - \\ p_1 = 8,000 \text{ calories} \quad - \quad B = 360 \text{ kg.} \quad - \quad r = 0,2.$$

De ces valeurs, on obtient pour prix du combustible par cheval-heure

$$\frac{635 \times 1,5 \times 8}{0,75 \times 0,22 \times 8.000 \times 0,20} = 0 \text{ fr. } 08.$$

*Turbine hydraulique* (à consulter annexe VI).

Le tableau (pages 26 et 27) indique que dans les conditions considérées, le coût du cheval-heure, pour une turbine de 55 C.V. développant une puissance moyenne de 45 C.V., est de 0 fr. 175, si l'on ne tient pas compte de l'amortissement et de l'entretien des travaux hydrauliques : barrage, canal d'amenée, etc.

Comme le coût de ces travaux est essentiellement variable suivant les conditions locales, il convient de déterminer la valeur qu'il ne peut franchir, si l'on veut que la captation de force hydraulique reste intéressante.

Il a été trouvé que le coût total du cheval-heure est pour :

la machine à vapeur . . . . .	de fr. 0,28;
la turbine à vapeur. . . . .	» 0,43;
le moteur à explosion (essence). . . . .	» 1,54;
le moteur Diesel (huile lourde minérale) »	0,34;
le moteur à gaz pauvre . . . . .	» 0,25.

Il n'est guère intéressant d'établir une installation de force hydraulique, dont l'étude exige des expériences et des recherches assez complexes, si cette force ne peut produire l'énergie à un moindre prix que le moteur à gaz pauvre, la machine à vapeur ou le moteur Diesel. Il est, en ce cas, plus qu'en tout autre, indiqué de demander un avantage au procédé que l'on adopte pour produire la force motrice destinée à entraîner les machines d'un atelier ou



d'une usine et l'économie doit être substantielle. Il faut, en effet, une compensation aux difficultés rencontrées dans la recherche d'une solution ou bien qui surgissent généralement dans l'établissement de travaux hydrauliques. De plus, la turbine à eau n'a pas la souplesse du moteur Diesel et encore moins celle de la machine à vapeur. Enfin, à moins de circonstances particulièrement favorables, difficiles à imaginer lorsqu'il s'agit de cours d'eau torrentiels et d'un climat tropical, il est toujours à craindre qu'au cours de certaines années à saison sèche accentuée on ne se trouve, à certaines périodes, dépourvu de force motrice.

Si l'on estime cette compensation à 20 %, il faut que le prix du cheval-heure hydraulique reste inférieur aux  $\frac{4}{5}$  de celui du cheval-heure vapeur, c'est-à-dire inférieur à 0 fr. 225.

Puisque le coût du cheval-heure hydraulique est de 0 fr. 175, en excluant l'amortissement et l'entretien des travaux hydrauliques, il reste 5 centimes à affecter à ce compte.

Le nombre de chevaux-heure développés par an pouvant être estimé à

$$45 \times 10 \times 300 = 135.000,$$

on peut compter que l'amortissement et l'entretien des travaux hydrauliques peuvent atteindre

$$135.000 \times 0,05 \text{ soit } 6.750 \text{ francs.}$$

Considérant une durée d'amortissement de 20 ans et un entretien de 1 %, la valeur maximum du capital à investir dans les travaux hydrauliques est de

$$\frac{6.750}{0,06} = 112.500 \text{ francs.}$$

Il arrivera fréquemment que des considérations de produits à traiter rendent impossible la contiguïté de l'usine de force avec celle de traitement et qu'il faudra compléter celle-là par un transport d'énergie électrique.

Dans ce cas, outre l'installation hydraulique, il faudra prévoir,

Un alternateur triphasé;  
 Un tableau de départ;  
 Une ligne de transport;  
 Un tableau à l'arrivée;  
 Quelques moteurs.

Si l'on suppose :

Une distance de 300 mètres entre l'usine productrice de force et l'usine réceptrice;

5 moteurs de 9 C.V. à l'usine réceptrice;

Un rendement de 0,8 à ces moteurs;

Une perte de 10 % dans la ligne et les canalisations;

Un rendement de 0,85 à l'alternateur,

on trouve, selon des calculs effectués dans l'annexe VI, que la turbine devrait avoir une puissance de l'ordre de 85 C.V., en raison des pertes d'énergie entraînées par la transmission électrique et que le coût total approximatif de l'installation, sans les travaux hydrauliques, serait de 200,000 francs.

Dans ce cas, le coût du cheval-heure s'établirait comme suit :

amortissement en 10 ans . . . . .	fr. 0,148
main-d'œuvre . . . . .	» 0,022
amortissement bâtiment . . . . .	» 0,006
entretien bâtiment . . . . .	» 0,002
entretien et pièces de rechange. . . . .	» 0,100
huile de graissage . . . . .	» 0,060

Fr. 0,338

En supposant que les travaux hydrauliques ne coûteraient que 50,000 francs et que leur amortissement et leur entretien ne reviendraient qu'à 6 %, on arriverait à une annuité de 3,000 francs, qui, répartie sur les 135,000 chevaux-heure produits annuellement, donnerait 2,2 centimes par cheval-heure. Il semble donc que l'on soit

autorisé à dire que dans le cas où un transport électrique est nécessaire, il n'est pas possible de produire le cheval-heure rendu sur la poulie des récepteurs, à un prix inférieur à  $33,8 + 2,2$ , soit 36 centimes.

Si, revenant au cas où les deux usines sont contiguës et ne nécessitent pas de transport électrique, on considère que les travaux hydrauliques reviennent à 50,000 francs, le coût du cheval-heure, avec amortissement et entretien de travaux hydrauliques, doit être estimé à  $0,17 + 0,022$ , soit 20 centimes environ.

Si nous reprenons l'hypothèse qui envisageait la nécessité du transport électrique, ce qui faisait passer le prix de revient du cheval-heure de 20 à 36 centimes, nous aurons un accroissement de 80 %. De ce qui vient d'être dit, on peut conclure, sur les données concrètes prises comme bases, que le

*prix de revient du cheval-heure*

pour une utilisation de 10 heures par jour et de 300 jours par an est pour :

- |  |      |
|--|------|
| 1° la machine semi-fixe de 50 C.V. à surchauffe développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . fr.                     | 0,28 |
| 2° la machine semi-fixe de 30 C.V. à surchauffe développant une puissance moyenne de 25 C.V., de . . . »                     | 0,34 |
| 3° la machine semi-fixe de 50 C.V. à vapeur saturée développant une puissance moyenne de 45 C.V., de »                       | 0,29 |
| 4° la machine semi-fixe de 30 C.V. à vapeur saturée développant une puissance moyenne de 25 C.V., de »                       | 0,36 |
| 5° la turbine à vapeur surchauffée et à condensation de 50 C.V. développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . » | 0,43 |
| 6° la turbine à vapeur surchauffée sans condensation de 50 C.V. développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . » | 0,42 |
| 7° le moteur à essence de 55 C.V. de puissance permanente développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . »       | 1,51 |
| 8° le moteur à essence de 30 C.V. de puissance développant une puissance moyenne de 25 C.V., de . . »                        | 1,53 |

- 9° le moteur super-Diesel à 4 temps de 55 C.V. de puissance permanente développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . » 0,34
- 10° le moteur super-Diesel à 2 temps de 30 C.V. de puissance permanente développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . fr. 0,34
- 11° le groupe gazogène et moteur de 55 C.V. de puissance permanente et développant une puissance moyenne de 45 C.V., de . . . . . » 0,25
- 12° la turbine hydraulique de 55 C.V. de puissance permanente et développant une puissance moyenne de 45 C.V., dans l'hypothèse excluant la transmission électrique et en supposant que le coût des travaux hydrauliques est de l'ordre de 115.000 francs, environ . . . . . » 0,225

Comme il a été dit plus haut, les prix de revient donnés ci-dessus ne sont qu'approximatifs et il convient de les modifier pour tenir compte de la variation subie par les éléments de base, suivant la région que l'on considère dans notre Colonie et suivant l'état des marchés des combustibles et des machines.

Des sources d'énergie envisagées, il en est deux : la *turbine à vapeur* et le *moteur à essence*, dont on peut dire qu'ils ne possèdent pas de qualités qui leur soient particulières, car toutes celles qu'on peut leur attribuer se retrouvent, soit dans le moteur Diesel, soit dans la machine à vapeur, ou dans les deux engins à la fois, étant bien entendu que nous ne considérerons que des puissances inférieures à 100 chevaux.

En outre, c'est le moteur à essence et la turbine à vapeur qui produisent l'énergie au coût le plus élevé. On peut donc conclure que ces deux sources d'énergie ne présentent guère d'intérêt et qu'il faut les proscrire, alors même que la force motrice n'entrerait que pour une proportion minimale dans le prix de revient du produit fabriqué.

En ce qui concerne la *force hydraulique*, pour l'adopter il convient, comme il a été dit, d'obtenir l'énergie à un coût notablement moindre que celui réalisé par tous les autres engins les plus économiques, en l'occurrence la

machine à vapeur et le moteur Diesel, qui procurent le cheval-heure respectivement à 28 et 34 centimes.

On peut évaluer à 20 % l'avantage qu'il est logique d'exiger de la force hydraulique pour opter en sa faveur, car se livrer à l'examen du régime d'une rivière, étudier et établir des travaux hydrauliques, d'exécution souvent difficile, pour produire le cheval-heure au même prix que celui réalisé par un moteur Diesel ou une machine à vapeur, serait vraiment peu intéressant.

Pour songer à la force hydraulique dans une région où la machine à vapeur peut produire le cheval-heure au prix précité, soit 28 centimes, il convient que les calculs préalables aient démontré que le coût du cheval-heure produit par ce moyen reste inférieur à 22,5 centimes dans l'hypothèse d'une puissance de 50 C.V. Il sera aisé, *mutatis mutandis*, de trouver la même limite pour d'autres puissances. La possibilité de réaliser un prix de revient égal ou inférieur à cette limite dépendra en grande partie de l'importance des sommes investies dans les travaux hydrauliques, dont l'amortissement grève le prix de revient du cheval-heure. A ce sujet, il a été trouvé que pour une installation de 45 C.V. de puissance moyenne développée pendant 10 heures chaque jour, le montant immobilisé dans les travaux hydrauliques ne pouvait dépasser 112,500 francs. Pour ne pas dépasser le coût de 22,5 centimes, il faudra également, comme il a été démontré, que l'on puisse entraîner les machines au moyen d'une transmission actionnée par la turbine, sans qu'il faille recourir à la forme électrique de l'énergie, ce qui revient à dire que les conditions locales doivent permettre de rendre contigus l'atelier de traitement des produits et la salle de la turbine.

En résumé, pour se décider en faveur de la force hydraulique, il faut que :

1° L'étude du régime de la rivière amène à conclure que, même en période d'étiage, on pourra disposer de la

quantité d'eau nécessaire à la production de l'énergie réclamée pour l'entraînement des machines;

2° L'établissement des travaux hydrauliques ne présente pas de difficultés spéciales;

3° Le capital à leur attribuer reste inférieur à la limite pour laquelle le coût du cheval-heure atteindrait les quatre cinquièmes de celui qu'on obtiendrait pour une même puissance à développer par tout autre moyen, le plus économique : machine à vapeur ou moteur Diesel à huile lourde minérale ou végétale.

Considérant le *moteur Diesel*, on a vu que celui-ci, alimenté par de l'huile lourde minérale revenant à 1 franc le kilogramme, pouvait procurer le cheval-heure à raison de 34 centimes. Si, tenant compte de ce que l'huile de palme convient aux moteurs Diesel, on pouvait approvisionner ce combustible au prix de 45 centimes le kilogramme, le cheval-heure obtenu par ce procédé reviendrait à 27 centimes seulement. L'utilisation de l'huile de palme pour l'alimentation des moteurs Diesel présenterait, comme on le montre plus loin, l'immense avantage de développer la consommation d'un des produits les plus intéressants de l'agriculture de notre domaine colonial, tout en soustrayant la Colonie à l'assujettissement dans lequel elle se trouve vis-à-vis de l'étranger, au point de vue des combustibles liquides.

Il faut rappeler, en outre, que la puissance du moteur Diesel, lorsqu'on fait usage des huiles brutes de pression en général et de l'huile de palme en particulier, n'est réduite que dans une proportion sensiblement moindre que celle des pouvoirs calorifiques. Ce fait provient de ce qu'il faut moins d'oxygène pour brûler les huiles végétales et qu'il est ainsi possible d'injecter une dose plus grande de celles-ci à chaque cylindrée, ce qui compense partiellement le déchet de puissance dû au moindre pouvoir calorifique de ces huiles. Il en résulte que la consumma-

tion spécifique avec l'huile végétale est de 20 % supérieure à celle obtenue avec l'huile minérale. Quant au volume d'oxygène que nécessite la combustion des huiles, il est moindre pour les huiles végétales que pour les huiles minérales, parce que la teneur en carbone des premières est plus élevée que celle des dernières. En effet, le poids atomique du carbone est de 12, celui de l'hydrogène est de 1 et pour brûler 12 grammes de carbone il faut 32 grammes d'oxygène, alors que pour brûler 2 grammes d'hydrogène, il en faut 16. Chaque gramme de carbone ne demande donc que 2 gr. 65 d'oxygène, alors qu'un gramme d'hydrogène en exige 8. Une huile demandera donc moins d'oxygène pour sa combustion si sa teneur en hydrogène est moindre ou, ce qui est la même chose, si la proportion de carbone qu'elle contient est plus considérable.

On sait que des procédés élémentaires et peu dispendieux d'établissement permettent actuellement la distillation des huiles brutes de pression obtenues avec des noix palmistes, des arachides, des graines de coton, de ricin et que par ce procédé on peut produire un gazoil ou huile lourde végétale convenant parfaitement aux moteurs Diesel.

De plus, que l'on use de ce gazoil végétal, ou de l'huile lourde minérale, la consommation par cheval-heure est la même.

Si l'on se place au seul point de vue du prix de revient du cheval-heure, il peut être intéressant d'établir une *comparaison entre le moteur Diesel et la machine à vapeur*, en cherchant à définir, pour chaque valeur que l'on peut attribuer au coût de l'huile lourde minérale, celle de l'huile indigène et celle du bois de chauffage, pour lesquelles les prix de revient du cheval-heure ont même valeur avec les trois procédés : moteur Diesel, huile lourde minérale; moteur Diesel, huile indigène; machine à vapeur à bois de chauffage.

On doit supposer que, tous les autres éléments du prix de revient restant constants, le combustible seul varie de valeur. Les considérations qui suivent, sont basées sur les puissances de 45 et 25 chevaux déjà envisagées précédemment dans les calculs du coût du cheval-heure.

Le moteur Diesel à huile minérale de 55 C.V. de puissance permanente et développant 45 C.V. de puissance moyenne pendant dix heures chaque jour, est considéré comme produisant le cheval-heure à 34 centimes, lorsque l'huile lourde revient à 1 franc le kilogramme et intervient dans le coût du cheval-heure pour 20 centimes. Il a été signalé que la consommation d'huile indigène est de 20 % plus élevée que celle de l'huile minérale.

En appelant

$p_i$  le prix de l'huile indigène,

$p_m$  le prix de l'huile minérale,

$p$  la consommation d'huile minérale par cheval-heure,

on peut écrire

$$p_i \times p \times 1,20 = p_m \times p;$$

d'où

$$p_i = \frac{p_m}{1,20} = p_m \frac{5}{6}.$$

On voit donc que pour qu'un moteur Diesel de 50 C.V. environ produise l'énergie au même prix en utilisant, soit l'huile lourde minérale, soit l'huile indigène, il faut que cette dernière revienne aux cinq sixièmes du coût de la première. Si l'huile indigène coûte moins que ce taux et c'est actuellement le cas, puisque son prix est inférieur à la moitié de celui de l'huile minérale, il y aura intérêt à l'utiliser.

On a vu qu'une machine à vapeur à surchauffe de 50 C.V. de puissance permanente développant 45 C.V. pendant 10 heures chaque jour, pouvait fournir le cheval-heure à 28 centimes, le bois de chauffage intervenant pour 9 centimes et coûtant 8 francs le stère de 360 kilogrammes.

Pour que le coût du cheval-heure Diesel soit réduit de



34 à 28 centimes par le seul jeu de la variation du prix de l'huile lourde, il faut que la part d'intervention de 20 centimes de cette huile lourde dans le prix du cheval-heure soit réduite à 14 centimes.

Pour ce faire, la consommation d'huile lourde étant de 200 grammes par cheval-heure, il faut que le prix de cette huile soit de 14 centimes pour 200 grammes, soit de 0 fr. 70 le kilogramme.

Si l'on fait varier le prix de l'huile lourde en multipliant celui envisagé, soit 0 fr. 70 le kilogramme, par un facteur ( $a$ ), que l'on fera croître graduellement, le coût de l'huile combustible consommée pour produire un cheval-heure sera

$$0,14 a.$$

Faisant de même pour le bois on aura

$$0,09 b.$$

Si l'on veut qu'à chaque instant le cheval-heure Diesel ait le même prix de revient que le cheval-heure vapeur, on aura

$$0,140 (a - 1) = 0,090 (b - 1),$$

faisant successivement

$a=1,1$	$a=1,5$	$a=1,9$
$=1,2$	$=1,6$	$=2,0$
$=1,3$	$=1,7$	
$=1,4$	$=1,8$	

Les valeurs correspondantes de  $b$  seront

$b=1,15$	$b=1,78$	$b=2,40$
$=1,31$	$=1,94$	$=2,55$
$=1,47$	$=2,10$	
$=1,62$	$=2,25$	

De ce qui précède on peut dresser le tableau suivant, donnant par ligne :

1. Dans ses trois premières colonnes, la correspondance qui doit exister dans les prix en francs des combustibles

huile indigène, huile lourde minérale, stère de bois, pour qu'un moteur Diesel de 50 C.V. alimenté, soit à l'huile indigène, soit à l'huile lourde minérale et une machine à vapeur avec chaudière chauffée au bois, produisent l'énergie au même coût.

2. Dans sa quatrième colonne, le prix de revient correspondant du cheval-heure

HUILE INDIGÈNE AU KILOGR.	HUILE MINÉRALE AU KILOGR.	STÈRE DE BOIS.	COÛT DU CHEVAL-HEURE.
Fr. 0,58	Fr. 0,7	Fr. 8,—	Fr. 0,28
0,65	0,77	9,20	0,30
0,70	0,84	10,50	0,31
0,76	0,91	11,80	0,325
0,82	0,98	13,—	0,34
0,88	1,05	14,30	0,355
0,93	1,12	15,50	0,37
1,00	1,19	16,80	0,38
1,05	1,26	18,—	0,395
1,11	1,33	19,30	0,41
1,17	1,40	20,50	0,42

Donc pour une puissance de 50 C.V. il sera indifférent, au seul point de vue du coût de l'énergie, d'adopter un moteur Diesel alimenté à l'huile lourde minérale ou à l'huile indigène, ou une machine à vapeur avec chaudière chauffée au bois, pourvu que

l'huile indigène,  
l'huile lourde minérale,  
le stère de bois

coûtent les prix indiqués sur une même ligne, la quatrième colonne donnant, dans ces conditions, le prix de revient du cheval-heure.

Ainsi, par exemple, en envisageant la 6<sup>e</sup> ligne, les prix

de 0.88 pour l'huile indigène, 1.05 pour l'huile minérale et 14.30 pour le stère de bois de 360 kilogrammes amènent pour les trois procédés un égal prix de revient du cheval-heure, soit 0 fr. 355.

Pour une puissance de 25 C.V. on trouve les valeurs suivantes :

HUILE INDIGÈNE AU KILOGR.	HUILE MINÉRALE AU KILOGR.	STÈRE DE BOIS.	COÛT DU CHEVAL-HEURE.
Fr. 0,71	Fr. 0,85	Fr. 8,—	Fr. 0,34
0,78	0,935	9,60	0,355
0,85	1,02	11,—	0,375
0,92	1,10	12,50	0,39
0,98	1,19	14,—	0,41
1,06	1,28	15,50	0,425
1,13	1,36	17,—	0,445
1,20	1,45	18,50	0,46
1,27	1,53	20,—	0,475
1,35	1,62	21,50	0,495
1,41	1,70	23,—	0,51

Ces tableaux permettent de déterminer immédiatement pour une région le combustible le plus avantageux et, par conséquent, aussi, le genre de moteur à adopter.

Mais le problème se complique lorsque l'on considère certaines industries coloniales qui nécessitent de la vapeur pour la dessiccation, la stérilisation ou la cuisson des produits au cours de leur traitement. Lorsque le bois est abondant et à prix réduit relativement à l'huile indigène ou minérale, ce dont on peut se rendre compte au moyen des tableaux précédents, la solution n'est guère douteuse et il faudra alors adopter la machine à vapeur, qui fonc-

tionnera à contre-pression à l'échappement, sans oublier que sa puissance s'en trouvera réduite d'autant.

La vapeur refoulée dans un réservoir passe de celui-ci aux appareils dessiccateurs, stérilisateurs ou cuiseurs.

Par contre, si le bois est coûteux relativement à l'huile indigène ou minérale et si, en outre, la quantité de vapeur nécessaire aux opérations accessoires est réduite quand on la compare à celle qu'il faudrait pour produire la force motrice, on pourra être amené à une solution hybride, qui consiste à produire l'énergie par le moyen d'un moteur Diesel et la vapeur au moyen d'un petit générateur chauffé au bois à moins de considérer l'emploi des brûleurs à huile.

Entre ces cas extrêmes, il en existe de nombreux autres qui devront être soumis au calcul pour déterminer la solution la plus favorable.

#### RÉSUMÉ.

Lorsqu'on envisage des puissances de 10 à 100 chevaux, le choix de la force motrice est basée sur les considérations suivantes :

*La turbine à vapeur et le moteur à essence* sont à proscrire, en raison du coût élevé de l'énergie produite par ces moyens.

*Les forces hydrauliques* ne pourront généralement être envisagées que lorsqu'en un point du cours d'une rivière dont le régime a été trouvé convenable, il sera possible, sans difficultés spéciales et au prix d'immobilisations, qui devront rester inférieures à la somme limite définie antérieurement, d'établir les travaux hydrauliques nécessaires à l'alimentation d'une turbine qui devra pouvoir produire l'énergie, à prix sensiblement plus avantageux — 20 % pour fixer les idées — que celui que l'on obtiendrait par le plus économique, parmi les autres moyens de créer l'énergie, que l'on pourrait adopter en ce même endroit.

Il est à noter que pour les puissances considérées — 10 à 100 C. V. — la transmission électrique est inadmissible, parce qu'elle grève trop lourdement le prix de revient de l'énergie effective et que, de ce fait, l'usine de force et celle d'élaboration des produits finis devront être contiguës, ce qui, plus d'une fois, sera incompatible avec les exigences de l'économie de manutention et de transport des matières à traiter.

Le procédé du gazogène au charbon de bois alimentant un moteur à gaz pauvre exige l'existence dans le voisinage immédiat de l'usine d'une forêt dans laquelle les arbres à dimensions réduites et moyennes de 5 à 20 centimètres de diamètre soient représentés de façon suffisamment dense, pour éviter qu'après une période relativement courte la longueur des transports ne prenne une valeur coûteuse. Il faut, en outre, que les essais de carbonisation aient abouti à une conclusion favorable et que l'on puisse obtenir la main-d'œuvre pour la coupe des bois et la carbonisation de ceux-ci.

Enfin, comme pour les forces hydrauliques et en raison de sa plus grande complication, il conviendra que le prix de revient présumé, soit notablement plus réduit que celui que réaliserait tout autre procédé le plus économique en cette même contrée.

En l'occurrence, il sera bon de tenir présent à l'esprit que les gazogènes à gaz pauvre s'accommodent mal de fréquentes et brusques variations importantes de charge.

Restent le moteur Diesel et la machine à vapeur. Celle-ci, par sa simplicité organique, sa facilité de conduite et d'entretien, sa souplesse, demeure, pour la Colonie, le moteur s'approchant le plus de la perfection lorsque le bois est abondant, à proximité immédiate et à bas prix, 8 francs, par exemple, le stère de 360 kilogrammes rendu à la chaudière.

La machine à vapeur est imposée, peut-on dire, lorsque l'usine qu'elle doit entraîner nécessite, pour certaines

opérations de traitement des produits, telles la stérilisation, la dessiccation ou la cuisson, une quantité de vapeur du même ordre de grandeur ou plus élevée que celle demandée par la force motrice.

A l'annexe I sont développées les raisons qui incitent à ne pas pourvoir l'engin d'un condenseur, mais à remplacer celui-ci par un surchauffeur de vapeur, dont l'acquisition n'exige qu'une immobilisation supplémentaire peu importante et qui ménage une économie de combustible qui peut atteindre 25 %, tout en présentant une conduite aisée et un entretien presque nul. L'adoption du surchauffeur est d'autant plus impérieusement ordonnée que le coût du bois de chauffage est plus élevé.

Quant au *moteur Diesel*, il faut, pour l'adopter, que l'approvisionnement des huiles lourdes minérales ou des huiles indigènes soit aisé; que le prix d'achat de ces combustibles demeure inférieur aux limites établies plus haut, en fonction du coût du bois de chauffage; que l'usine à entraîner n'utilise pas au cours du traitement des produits une quantité de vapeur dépassant une valeur variable avec le rapport du prix de revient du cheval-heure-vapeur à celui du cheval-heure Diesel, ce rapport étant, par hypothèse, plus grand que l'unité. Il faut enfin, que le moteur Diesel sorte d'une usine ayant une longue expérience dans ce domaine et cette dernière condition est de la plus haute importance.

Il résulte de ce qui précède que, dans la majorité des cas, le problème de la détermination du moyen à choisir pour produire la force motrice restera circonscrit à la machine à vapeur et au moteur Diesel et c'est la comparaison des coûts du bois de chauffage, de l'huile lourde minérale et de l'huile végétale qui apportera la discrimination.

	Machine à vapeur			
	50 CV		30 CV	
	à surchauffe	saturée	à surchauffe	saturée
Puissance permanente . . . . . F CV	45	45	25	25
Prix engin . . . . . P frs	125.000	110.000	90.000	80.000
Salaire par heure . . . . . M frs	1	1	1	1
Coefficient pour bâtiment . . . . . k	4	4	4	4
Coefficient pour entretien du bâtiment t	0,015	0,015	0,015	0,015
Prix pièces de rechange et entretien R frs	125	125	125	125
Consommation huile de graissage par CV heure . . . . . p kg.	0,005	0,005	0,005	0,005
<i>Par cheval heure :</i>				
1° Amortissement engin $\frac{P}{10 \times 300 \times h \times F}$ frs	0,093	0,081	0,120	0,110
2° Main-d'œuvre $\frac{M}{F}$ frs	0,022	0,022	0,040	0,040
3° Amortissement bâtiment $\frac{A k}{20 \times 300 \times h \times \sqrt{F}}$ frs	0,007	0,007	0,011	0,011
4° Entretien bâtiment $\frac{A k t}{300 \times h \times \sqrt{F}}$ frs	0,002	0,002	0,003	0,003
5° Pièces de rechange et entretien $\frac{R}{300 \times h}$ frs	0,040	0,040	0,040	0,040
6° Combustible C frs	0,088	0,109	0,094	0,125
7° Huile de graissage p H frs	0,035	0,035	0,035	0,035
COUT TOTAL : frs	0,287	0,296	0,343	0,364

Turbine à vapeur		Moteur à essence		Moteur Super-Diesel		Groupe gazogène moteur 55 CV	Turbine hydraulique 55 CV
50 CV à surchauffe à condensation	50 CV à surchauffe sans condensation	55 CV	30 CV	55 CV 4 temps	30 CV 2 temps		
45	45	45	25	45	25	45	45
220.000	180.000	45.000	30.000	85.000	53.000	95.000	95.000
1	1	1	1	1	1	1	1
12	11	2	2	2	2	4	3
0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
175	150	75	75	75	75	100	125
0,007	0,005	0,003	0,003	0,003	0,003	0,005	0,005
0,165	0,130	0,033	0,040	0,063	0,070	0,070	0,070
0,022	0,022	0,022	0,040	0,022	0,040	0,022	0,022
0,024	0,022	0,004	0,005	0,004	0,005	0,008	0,006
0,007	0,006	0,001	0,002	0,001	0,002	0,002	0,002
0,060	0,050	0,025	0,025	0,025	0,025	0,033	0,040
0,100	0,150	1,400	1,400	0,200	0,210	0,080	—
0,049	0,035	0,021	0,021	0,021	0,021	0,035	0,035
0,427	0,415	1,506	1,533	0,336	0,373	0,250	0,175 plus amortissement et entretien travaux hydrauliques.



### MACHINES A VAPEUR

Il n'est pas question dans ce qui suit de décrire les divers systèmes compatibles avec les conditions qu'impose l'industrie coloniale de moyenne et de faible importance. Ils sont suffisamment connus, car ils dérivent de types anciens; leur nombre est d'ailleurs restreint, en raison de la simplicité qui doit présider à leur conception et les puissances individuelles à considérer comme étant moyennes ou réduites, il ne peut être question ici de faire allusion aux machines produisant une énergie considérable et auxquelles, pour des raisons économiques, il faut appliquer tous les perfectionnements souvent complexes résultant des recherches de la technique moderne.

Il est utile cependant d'attirer l'attention sur certains détails de construction qui paraissent d'une importance primordiale au point de vue du fonctionnement et, plus encore, de l'entretien de l'engin.

Lorsque l'on considère des machines locomobiles ou semi-fixes, le mode d'assemblage du moteur sur la chaudière doit être réalisé de manière à ce que les dilatations de celle-ci ne puissent entraîner ni fatigues anormales des pièces de la machine, ni perturbations dans le fonctionnement des organes du ou des cylindres et de la distribution.

Ces résultats sont obtenus, dans la plupart des locomobiles de faible et de moyenne puissance, en fixant le ou les cylindres sur une sellette rivée à la chaudière et en faisant reposer les paliers principaux sur un support à rainures longitudinales également rivé à la chaudière et permettant un glissement de ceux-là par rapport à celle-ci.

Lorsque ces dispositifs ne sont pas adoptés et que d'un côté le ou les cylindres, de l'autre les paliers principaux sont rendus solidaires de la chaudière par rivetage, il est recommandable de procéder au montage des mécanismes pendant que la chaudière est chauffée et soumise à la pression normale de vapeur. On élude ainsi les effets sur le mécanisme dus à la dilatation de la chaudière causée par la chaleur et il en résulte un fonctionnement normal.

Il est aisé de se rendre compte, en effet, que dans une machine pour laquelle le ou les cylindres et les paliers principaux sont rivés à la chaudière, la dilatation de celle-ci déplace le tiroir vers l'avant et modifie de façon sensible le réglage de la distribution. Il convient donc que celle-ci soit réglée à chaud.

Pour les faibles puissances, lorsqu'il ne s'agit pas de locomobiles ni de semi-fixes, on adopte le plus souvent des chaudières verticales indépendantes des moteurs et à ceux-ci on donne également la position verticale.

Le système de chaudière verticale qui semble avoir la préférence est celui à foyer intérieur muni de bouilleurs croisés, non pas à raison de son rendement, qui est plutôt inférieur à celui d'autres systèmes, mais parce qu'il est d'un entretien plus aisé, que l'important phénomène de la circulation de l'eau s'y produit avec une intensité suffisante à tous les régimes, ce qui assure une durée de service considérable et que le rendement devient secondaire dans les petites installations considérées ici.

Dans ce type de chaudière, il convient que la hauteur du plan supérieur de la grille au-dessus du fond de la lame annulaire d'eau qui entoure le foyer soit suffisante pour que les boues qui se déposent en cet endroit n'atteignent jamais le niveau du feu, car il se produirait un chauffage à sec de la tôle du foyer et une mise hors service prématurée de la chaudière.

Pour fixer les idées, dans une chaudière verticale à bouilleurs croisés de 6 à 7 mètres carrés de surface de chauffe, le plan supérieur de la grille doit être au moins à 20 centimètres au-dessus du fond de la lame d'eau du foyer.

La lame d'eau qui entoure le foyer et qui est enfermée entre la boîte à feu et l'enveloppe doit être le siège d'une circulation ascendante le long du foyer, descendante le long de l'enveloppe, si l'on veut avoir une production normale de vapeur et un rafraîchissement suffisant des tôles soumises au rayonnement de la grille. Pour que cette circulation puisse s'effectuer, il faut que la lame ait une certaine épaisseur, qui, dans le cas considéré, ne doit pas être inférieure à 12 centimètres.

Les bouilleurs de la chaudière précédente sont quelquefois remplacés chacun par un petit faisceau tubulaire. Les faisceaux sont inclinés pour aider la sortie de la vapeur. Cette disposition implique une boîte à feu avec bossages plats permettant le dudgeonnage des tubes dans une tôle normale à l'axe de ceux-ci.

Une boîte à feu semblable constitue une pièce difficile à produire.

Il est probable que la circulation de l'eau doit être peu active dans ces tubes, en raison de leur faible inclinaison et de leur diamètre restreint. En allure vive et même moyenne, l'effet dynamique de la formation des bulles doit créer le régime pulsatoire dans les tubes, qui, alternativement, se remplissent et se vident en projetant violemment leur contenu par les deux extrémités, exposant ainsi des surfaces à sec au rayonnement de la grille.

Un autre générateur de vapeur vertical à foyer intérieur est la chaudière Field, dans laquelle le ciel de la boîte à feu est garni d'une série de tubes pendentifs bouchés à leur extrémité inférieure.

Pour y créer une circulation, on suspend dans ceux-ci un tube de diamètre plus réduit, ouvert aux deux bouts; l'espace annulaire compris entre un couple de tubes est le siège de la formation des bulles de vapeur qui s'élèvent et provoquent la circulation descendante par le tube central.

Le culot du tube est soumis au rayonnement le plus intense du foyer et la vapeur qui y est engendrée remonte par le tube central de circulation de retour, ce qui contrarie sérieusement celle-ci; d'autre part, elle est également gênée par le renversement brusque de direction qu'elle est obligée d'emprunter à la sortie du tube de retour, car il se crée ainsi des remous violents qui causent une perte de charge considérable.

Au double point de vue technique et économique, il est intéressant de rechercher quelle peut être la valeur du rendement thermique d'une machine à vapeur et par cette expression on entend le rapport du nombre des calories transformées en travail dans le cylindre, au nombre des calories contenues dans la vapeur fournie à l'engin et calculées à partir de la température ambiante. Pour éviter tout malentendu, il faut ajouter que le rendement thermique doit encore être affecté du rendement organique des mécanismes nécessaires à la transformation du mouvement alternatif en mouvement circulaire, de même que du rendement du générateur de vapeur, si l'on désire connaître le rendement total.

Celui-ci est très petit, car il est le produit de trois quantités plus petites que l'unité, l'une d'elles n'atteignant même que 0,1 environ.

Si, considérant un volume déterminé de vapeur à une pression déterminée et à une température donnée, on fait croître ce volume, la pression diminuera et la température également, mais on peut imaginer de fournir à la vapeur, au cours de cette transformation, une quantité de chaleur empruntée à une source extérieure, telle que la température reste constante et que seuls le volume et la pression varient. On obtient ainsi une transformation isothermique.

La transformation adiabatique est celle qui s'effectue sans aucun échange de chaleur, c'est-à-dire sans que la vapeur considérée emprunte ou cède de la chaleur à une source quelconque. On peut représenter graphiquement ces transformations en portant en ordonnées les pressions et en abscisses les volumes.

D'autre part, on peut démontrer que si l'on trace deux isothermes et deux adiabatiques, il ne peut y avoir que quatre points d'intersection et l'ensemble figure nécessairement un quadrilatère curviligne. Ce dernier est la représentation graphique du cycle fermé, dénommé cycle de Carnot.

Le rendement de ce cycle a pour expression

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

$T_1$  et  $T_2$  étant les températures absolues des lignes isothermiques.

On démontre que : ce rendement est indépendant de la nature du corps qui subit la transformation et ne dépend que des températures isothermes.

Enfin et ceci est essentiel pour le cas considéré; le rendement d'un cycle fermé *quelconque* est nécessairement plus petit que celui du cycle de Carnot évoluant entre les mêmes températures.

On peut donc calculer le rendement thermique d'un cycle de Carnot parcouru entre les températures du cycle décrit par la vapeur évoluant dans le cylindre d'une machine à vapeur et affirmer que le rendement de ce dernier cycle est inférieur à celui du cycle de Carnot correspondant.

Soit une machine alimentée au moyen de vapeur saturée à 7 kilos de pression effective par centimètre carré et ayant un degré de détente tel que la vapeur quitte le cylindre à une pression de 1 kilogramme par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique.

La température absolue  $T_1$  du cycle de Carnot correspondant

sera, suivant les tables relatives à la vapeur d'eau saturée, de (169,5 + 273), soit 442,5.

La température absolue  $T_2$  du même cycle sera de (120 + 273), soit 393.

Le rendement du cycle de Carnot sera

$$\frac{442,5 - 393}{442,5} = \frac{49,5}{442,5} = 0,11.$$

D'après ce qui a été dit plus haut, ce rendement est nécessairement supérieur à celui obtenu dans le cylindre de la machine considéré et l'on remarquera pourtant qu'il est peu avantageux.

En fait, si l'on tient compte du rendement de la chaudière, du déchet du cycle, du rendement organique, cette valeur doit encore être réduite de moitié et tombe à environ 5 %, ce qui correspond au rendement total industriel. On peut donc dire que des calories développées sur la grille d'une chaudière alimentant une machine à vapeur ayant les caractéristiques précitées, un vingtième seulement produit un effet utile; les autres sont dissipées en pure perte.

On peut rechercher l'influence sur le rendement, d'un accroissement de la pression en envisageant une machine alimentée au moyen de vapeur saturée à 15 kilogrammes de pression effective par centimètre carré;  $T_1$ , dans ce cas, vaudra 474;  $T_2$ , dans ce cas, vaudra 393.

Le rendement du cycle de Carnot sera

$$\frac{474 - 393}{474} = \frac{81}{474} = 0,17.$$

Le rendement total industriel tel que décrit plus haut serait ici de 8 % environ, alors que l'hypothèse précédente donnait 5 %. On voit que l'accroissement de la pression entraîne une amélioration sensible du rendement, puisque celui-ci augmente de 60 % lorsque la pression est doublée.

Pour compléter cet examen, il faut maintenant calculer le rendement en supposant que les machines précédentes fussent pourvues d'un condenseur, où règne une pression de 0 kg. 15 par centimètre carré.

La première machine à pression de 7 kilogrammes donnera

pour  $T_1$ , la même valeur que celle trouvée plus haut, soit  $T_1 = 442,5$ .

La valeur  $T_2$  sera celle de la température absolue du condenseur, où règne une pression de vapeur saturée de 0 kg. 15 par centimètre carré, soit  $273 + 54 = 327$ .

Le rendement du cycle de Carnot sera

$$\frac{442,5 - 327}{442,5} = \frac{115,5}{442,5} = 0,26.$$

La seconde machine à 15 kilogrammes présentera aussi pour  $T_1$  la même valeur que celle calculée plus haut, car les conditions d'admission ne sont pas modifiées dans aucune des deux machines; donc  $T_1 = 474$ .

La grandeur de  $T_2$  sera celle trouvée ci-dessus, car les conditions de fonctionnement des condenseurs sont supposées identiques; donc  $T_2 = 327$ .

Le rendement du cycle de Carnot sera

$$\frac{474 - 327}{474} = \frac{147}{474} = 0,31.$$

On voit l'amélioration considérable du rendement causée par l'adoption du condenseur, puisque, comparant les rendements des cycles de Carnot obtenus dans toutes ces hypothèses,

dans la machine à 7 kilogrammes de pression, le rendement passe de 0,11 à 0,26;

dans la machine à 15 kilogrammes de pression, le rendement passe de 0,17 à 0,31.

Mais le condenseur est un appareil complexe et de conduite délicate. De plus, il demande beaucoup d'eau, que l'on n'aura pas toujours à sa disposition. En effet, pour une machine de 50 C. V., la consommation horaire de vapeur sera d'environ 500 kilogrammes. Pour condenser cette quantité et abaisser la température de l'eau qui en résulte à une valeur qui corresponde à une tension interne de la vapeur donnant un degré de vide convenable, soit un huitième d'atmosphère, il faut absorber 600 calories environ par kilogramme de vapeur. Mais pour obtenir ce résultat, l'eau sortant du condenseur ne peut avoir une température supérieure à 40 degrés centigrades. En supposant qu'à l'air libre l'eau ait 25°, on voit que chaque litre d'eau

injectée au condenseur n'absorbera que 15 calories; il faudra donc

$$\frac{600}{15} = 40 \text{ litres d'eau}$$

par kilogramme de vapeur, soit, dans le cas considéré,  
20.000 litres par heure.

Evidemment, le moindre ruisseau possède un débit supérieur à cette quantité, mais encore faudra-t-il que l'on puisse établir l'usine à proximité immédiate de la rive, pour éviter des canalisations coûteuses, dont l'amortissement et l'entretien, ajoutés à ceux du condenseur, rendraient illusoire l'économie due à l'amélioration du rendement et viendraient grever le prix de revient du cheval-heure.

En outre, à moins de circonstances particulièrement favorables, la période d'étiage, quelquefois longue, pourrait réduire le débit au point de rendre le condenseur inutilisable. Il en résulte que les frais d'entretien et d'amortissement de l'installation de condensation devraient être imputés sur un nombre de chevaux-heures plus réduit, ce qui augmenterait le prix de revient de ceux-ci dans une même proportion.

C'est pourquoi, lorsqu'il s'agira de puissances comme celles envisagées ici et à moins de conditions spéciales qui rendraient possible l'installation de l'usine au bord d'une rivière où l'étiage laisserait suffisamment d'eau pour que la condensation pût être en service sans interruption, il sera préférable d'éviter le condenseur et de le remplacer par un surchauffeur de vapeur beaucoup moins coûteux d'établissement, d'entretien aisé ou nul et améliorant le rendement thermique de l'engin dans une mesure presque équivalente à celle de la condensation.

On a vu précédemment que pour une puissance de 50 C. V. et un coût du bois de chauffage de 8 francs le stère, le combustible intervient à raison de 30 % dans le coût du cheval-heure, qui atteint 35 centimes. En supposant que la condensation apporterait une économie de 30 % dans la consommation du bois, cela amènerait une économie de 2,5 centimes par cheval-heure qui serait dissipée par l'entretien de l'appareil de condensation et des canalisations et l'amortissement du supplément de dépenses que leur adoption occasionne.

En effet, il faut compter pour le moins 40.000 francs pour le prix d'un condenseur destiné à une machine de 50 chevaux-

vapeur et installé à la Colonie. Pour une puissance permanente de 45 C. V. pendant 10 heures par jour, 300 jours par an, machine amortie en 10 ans, l'amortissement sera de

$$\frac{40.000}{45 \times 10 \times 300 \times 10} = 0,03 \text{ fr., soit 3 centimes}$$

par cheval-heure, qu'il faut porter à 3,5 centimes pour tenir compte de l'entretien. On voit que l'adoption de la condensation n'apporte aucun avantage dans le cas considéré. Si le bois revenait à 20 francs le stère, le prix de revient du cheval-heure atteindrait 38 centimes et le bois interviendrait pour 19 centimes, soit à raison de 50 % et la condensation apporterait alors une économie appréciable qui s'établit comme suit :

Economie de bois : $0,3 \times 0,19$ . . . . . fr.	0,06
Moins amortissement et entretien du condenseur .	0,035
	0,025

soit 2,5 centimes par cheval-heure.

Mais ce dernier calcul est illusoire, car on verra plus loin que lorsque l'huile lourde coûte moins que 28 fois le prix du bois, le moteur Diesel est plus économique au point de vue du combustible que la machine à vapeur.

Or, à 20 francs le stère, le bois revient à environ 5,5 centimes le kilogramme et la limite équivalente du prix de l'huile serait donc de

$$28 \times 0,055 = 1,60 \text{ le kilogramme,}$$

ce qui est presque le double du prix actuel et le quadruple de celui de l'huile de palme.

Il faut en conclure qu'avec un coût aussi élevé du bois et lorsqu'on n'est pas dans l'obligation de produire de la vapeur pour l'alimentation d'appareils dessiccateurs ou stérilisateurs, il ne faut pas recourir à la machine à vapeur comme source de force motrice.

Pour la même raison, le moteur à gaz pauvre alimenté par gazogène au charbon de bois ne serait guère plus avantageux et, à moins de se trouver dans le voisinage immédiat d'un cours d'eau qui présenterait des conditions exceptionnellement favorables à l'établissement de forces hydrauliques, il ne resterait donc que le moteur Diesel alimenté à l'huile lourde ou, mieux encore, à l'huile indigène.



**TURBINES A VAPEUR**

Les turbines de faible et de moyenne puissance ne sont pas des moteurs coloniaux; il est utile cependant d'en faire ici la démonstration.

Dans les turbines, l'énergie est produite par l'action de la vapeur sur des aubes, fixées sur une ou plusieurs roues.

On peut donc prévoir que le mouvement circulaire sera réalisé sans emploi d'un intermédiaire cinématique, comme c'est le cas dans les machines à piston et que le rendement organique sera relativement favorable.

Toutefois, la considération du rendement cinématique, réclame une valeur élevée pour la vitesse périphérique des roues à aubes, ce qui entraîne pour celles-ci principalement dans les turbines de faible et de moyenne puissance, les seules à envisager ici, une vitesse angulaire si considérable qu'il est nécessaire de la réduire par l'adoption d'un train d'engrenages. Mais comme ceux-ci travaillent dans un carter où ils sont noyés dans l'huile et que, d'autre part, leur construction atteint un tel degré de perfection que leur rendement monte aisément à 0,98 et même 0,99 ce qui a été dit plus haut au sujet du rendement organique ne se trouve nullement infirmé. Il y a lieu d'ajouter que dans les turbines les forces d'inertie sont presque totalement absentes, le mouvement circulaire approximativement uniforme étant le seul décrit par les organes mobiles.

Le principe de la conservation de l'énergie, de même que celui de l'équivalence, découvert par Sadi Carnot et énoncé par Mayer, s'exprime analytiquement comme suit :

$$dQ = AdU + Apdv;$$

$dQ$  est la quantité de chaleur fournie au cours d'une transformation élémentaire; l'expression étant générale,  $dQ$  peut être positif ou négatif, mais n'est pas, en l'occurrence, une différentielle exacte d'une fonction.

A est l'équivalent calorifique du travail et vaut 1/427; il permet d'écrire de façon homogène des relations contenant des termes représentant aussi bien l'énergie mécanique que l'énergie

calorifique.  $U$  exprime l'énergie interne du corps; ce symbole définit l'état thermique et l'état interne du corps. Pour chaque état déterminé du corps, il existe une valeur de  $U$  et toute transformation élémentaire entraîne une variation élémentaire de  $U$  exprimée par  $dU$ . Le terme  $p dv$  est le travail fourni par le corps pour vaincre la pression extérieure.

En vertu du théorème des forces vives appliqué au jet de vapeur résultant de l'écoulement de celle-ci d'un milieu de pression  $p_0$  dans un milieu de pression  $p_1$ , on peut dire que la moitié de la force vive développée pendant le temps  $dt$  est égale au travail des forces extérieures augmenté de la quantité de chaleur fournie multipliée par  $1/A$  et diminué de la variation de l'énergie interne pendant ce même temps.

Le travail des forces extérieures peut s'évaluer comme suit :

Si  $P$  est le poids de vapeur qui s'écoule par unité de temps  $V_0$  et  $V_1$  les volumes spécifiques de la vapeur respectivement aux pressions  $p_0$  et  $p_1$ , le travail des forces extérieures sera, pendant le temps  $dt$ ,

$$\frac{P dt}{d_0} p_0 - \frac{P dt}{d_1} p_1,$$

$d_0$  et  $d_1$  étant les densités de la vapeur aux pressions  $p_0$  et  $p_1$ . Mais l'inverse de la densité égale le volume spécifique :

$$\frac{1}{d_0} = V_0 \qquad \frac{1}{d_1} = V_1;$$

en éliminant  $d_1$  et  $d_0$ , on aura  $P dt (p_0 V_0 - p_1 V_1)$ .

Quant à la qualité de chaleur fournie, multipliée par  $\frac{1}{A}$ , diminuée de la variation de l'énergie interne pendant le temps  $dt$ , cette différence s'exprime

$$\frac{dQ}{A} - dU$$

et peut être tirée directement de la relation de Mayer. En effet,

$$dQ = AdU + Ap dv, \text{ d'où : } \frac{dQ}{A} - dU = p dv.$$

Mais cette relation est générale et reste vraie pour toute la zone où la pression passe de  $p_0$  à  $p_1$ . Le travail de détente sera donc

$$P dt \int_{V_0}^{V_1} p dv.$$

Considérant 1 kg. de vapeur, le théorème des forces vives aura pour expression ( $w$  étant la vitesse) :

$$\frac{w^2}{2g} - p_0 v_0 - p_1 v_1 + \int_{v_0}^{v_1} p dv.$$

Pour rendre possible l'intégration, il faut une relation entre  $p$  et  $v$  et à cette fin, on suppose réalisée la loi  $p v = C$ , qui correspond assez bien au phénomène considéré et représente une hyperbole équilatère rapportée à ses asymptotes. L'équation des forces vives devient ainsi

$$\frac{w^2}{2g} = \int_{v_0}^{v_1} p dv;$$

en différentiant l'avant-dernière relation, on a  $p dv - v dp = 0$ ; donc, en substituant, renversant les limites d'intégration et intégrant,

$$\frac{w^2}{2g} = \int_{p_1}^{p_0} v dp = C \int_{p_1}^{p_0} \frac{dp}{p} = p_0 v_0 \log_n \frac{p_0}{p_1}.$$

En appliquant cette formule au cas de la vapeur à 5 kg. de pression absolue par centimètre carré s'échappant dans l'atmosphère par un ajutage, on trouve une vitesse de 730 m. par seconde; à 11 kg. de pression absolue, cette vitesse atteint 885 m. par seconde. Ces valeurs augmentent considérablement si l'on considère l'échappement de la vapeur dans un condenseur où règne une pression d'un dixième de kilogramme par centimètre carré et deviennent respectivement 1,050 et 1,160 mètres par seconde. Cela résulte de la valeur de la fraction  $p_0/p_1$ , qui augmente considérablement dans le cas du condenseur, puisque alors  $p_1$  est égal à 1/10 au lieu de 1, comme cela se présente pour l'échappement à l'air libre.

Dans un chapitre précédent, dans lequel il est question de la machine à vapeur, il a été montré, en se servant de l'expression du rendement du cycle de Carnot, l'influence considérable et heureuse qu'entraînait l'adoption d'un condenseur.

Pour les turbines, l'amélioration du rendement causée par l'adjonction de cet appareil n'est pas moindre, comme on peut le lire dans la relation

$$\frac{w^2}{2g} = p_0 v_0 \log_n \frac{p_0}{p_1}.$$

En effet, le second membre de l'équation exprime l'énergie produite par un kilogramme de vapeur sortant d'un ajutage séparant un milieu où règne la pression la plus élevée d'un milieu où règne la pression la moins élevée et la valeur du logarithme croît beaucoup moins rapidement, il est vrai, mais croît quand-même avec la valeur du rapport des pressions. Or, ce rapport peut tendre vers l'infini de deux façons : soit en maintenant la pression d'échappement constante et en faisant croître indéfiniment la pression  $p_0$  d'admission, soit en maintenant la pression  $p_0$  d'admission constante et en faisant décroître indéfiniment la pression  $p_1$  d'échappement. Mais on remarque immédiatement que dans le second cas l'accroissement sera beaucoup plus rapide, puisque la pression  $p_1$  sans condenseur est celle de l'atmosphère, soit environ 1 kilo par centimètre carré, alors que la pression  $p_0$  d'admission est un nombre tel que 10 ou 20 et la distance numérique de 20 à l'infini est évidemment plus grande que celle de 1 à 0.

De manière concrète, si la pression effective de la chaudière vaut 14 kilogrammes par centimètre carré,  $p_0$ , étant la pression absolue, vaudra 15 kilogrammes par centimètre carré et si l'échappement se fait à l'air libre, ce qui revient à dire que  $p_1$  égale 1 kilogramme environ par centimètre carré, on aura

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{15}{1} = 15,$$

dont le logarithme népérien est 2,7078.

Si l'échappement s'effectue dans un condenseur où l'on maintient une pression égale à un dixième de kilo de pression par centimètre carré, la pression d'admission restant la même, le rapport sera

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{15}{1/10} = 150,$$

dont le logarithme népérien est 5,0104.

Tous calculs faits, on trouve, pour l'échappement à l'air libre,

$$\frac{W^2}{2G} = 44.000 \text{ kilogrammètres;}$$

pour l'échappement au condenseur à pression de 1/10,

$$\frac{W^2}{2G} = 75.000 \text{ kilogrammètres.}$$

Donc, 1 kilogramme de vapeur à 14 kilogrammes de pression effective se détendant dans l'atmosphère à travers un ajutage produit une énergie de

44.000 kilogrammètres;

si l'échappement s'effectue dans un condenseur où règne une pression d'un dixième de kilogramme, l'énergie produite atteindra

75.000 kilogrammètres,

soit un accroissement de 71 %, dû à l'adoption du condenseur.

Il est donc établi que le rendement des turbines est considérablement augmenté lorsqu'elles sont pourvues d'un condenseur.

On peut rechercher l'influence de la valeur de la pression d'admission sur ce rendement.

L'expression trouvée plus haut et qui permet de calculer l'énergie produite par 1 kilogramme de vapeur sortant d'un ajutage séparant deux milieux de pressions respectivement égales à  $p_0$  et  $p_1$ , montre évidemment que le rendement croît avec la pression; mais la loi de cet accroissement n'apparaît pas clairement à l'esprit, à cause de la présence d'une fonction logarithmique.

C'est pourquoi nous avons dressé le tableau suivant qui donne:

1° L'énergie d'un kilogramme de vapeur à diverses pressions absolues, depuis 2 kilogrammes jusque 50 kilogrammes par centimètre, dans les deux cas suivants :

- a) échappement dans l'atmosphère;
- b) échappement dans un condenseur où règne une pression de 0,1 kilogramme par centimètre carré.

2° Le nombre des calories nécessaires à la production d'un kilogramme de vapeur aux diverses pressions indiquées, en partant de l'eau à 0° centigrade.

Il résulte de ce qui précède que pour atteindre un rendement thermique élevé il faut que la turbine soit alimentée à haute pression et que l'échappement se fasse dans un condenseur.

C'est pourquoi les centrales modernes sont pourvues de turbines recevant la vapeur à des pressions dépassant 100 kilogrammes par centimètre carré.

Il reste à parler du rendement cinématique de la turbine; en

Pressions absolues kg./cm <sup>2</sup> .	Calories.	ÉCHAPPEMENT		
		dans l'atmosphère, énergie en kgr.	au condenseur, énergie en kgr.	rendement thermique.
2	647	17.000	49.000	0.175
4	652	26.500	56.500	0.205
6	657	32.500	63.000	0.225
10	662	38.500	69.000	0.245
15	666	44.000	75.000	0.265
20	670	49.000	79.000	0.280
25	674	53.000	82.000	0.290
30	—	56.000	84.500	—
35	—	59.000	86.500	—
40	—	61.500	88.500	—
45	—	64.000	90.500	—
50	—	66.000	92.500	—

effet, la force vive de la vapeur calculée plus haut ne se communique pas entièrement aux roues à aubes, car il faudrait, pour qu'un tel résultat fût atteint, que la vapeur sorte des aubages avec une vitesse absolue nulle, ce qui est impossible à réaliser pour la raison suivante :

Il a été dit que la vitesse de la vapeur atteint à la sortie de l'ajutage un ordre de grandeur que pour la simplification des calculs ultérieurs on considère égal à 1.000 mètres par seconde. Lorsque ce jet de vapeur frappe une aube en vitesse de régime, les molécules du fluide continuent de progresser en suivant le profil de l'aube avec une vitesse relative que l'on détermine en décomposant le vecteur de la vitesse absolue d'entrée avec celui de la vitesse d'entraînement, qui n'est autre que celle de l'aubage.

Mais, comme on le verra plus loin, la résistance de la matière s'oppose à ce que la vitesse d'entraînement ou périphérique des roues dépasse 200 ou 300 mètres par seconde; la décomposition de ces vitesses donnera donc comme résultat une valeur encore élevée pour la vitesse relative et atteignant 700 à 800. A la sortie

de l'aube la vitesse absolue sera la résultante de la vitesse relative et de la vitesse d'entraînement.

Comme elles sont, à peu de chose près, en opposition, leur angle n'étant que de 30° environ, la combinaison amènera un chiffre un peu plus grand que leur différence, soit 600 mètres par seconde.

Partant de ces valeurs, on peut calculer le rendement cinématique, car on connaît la demi-force vive à l'entrée et à la sortie et l'on sait que la différence de ces demi-forces vives est égale à l'énergie communiquée à la roue.

Si 1.000 mètres par seconde est la vitesse absolue à l'entrée et si 600 mètres par seconde est la vitesse absolue de sortie, le rendement cinématique sera

$$\frac{(V_e^2 - V_s^2)}{V_e^2} = \frac{1.000.000 - 360.000}{1.000.000} = 0,64.$$

On voit donc que 36 % de l'énergie de la vapeur sont perdus par la seule imperfection cinétique des roues.

Le tableau suivant donne le rendement cinétique d'une roue pour diverses vitesses périphériques et une même vitesse de 1.000 mètres par seconde de la vapeur à la sortie de l'ajutage alimentant la roue :

Vitesse périphérique.	Rendement.
50	0,19
100	0,31
150	0,44
200	0,57
250	0,64
300	0,73
400	0,85

Pour améliorer considérablement le rendement cinétique on a augmenté le nombre des roues et ainsi la force vive que la vapeur possède encore en sortant de la première roue est absorbée par les suivantes. La vitesse absolue à la sortie de la dernière est telle que le rendement approche de l'unité.

Il a été dit plus haut qu'en raison de la résistance de la matière on ne pouvait dépasser une certaine valeur pour la vitesse périphérique des roues. Pour en chercher la raison, il convient de déterminer la sollicitation à laquelle sont soumises les molécules d'une roue qui tourne.

Soit un élément d'épaisseur radiale  $dr$ , d'épaisseur parallèle

à l'axe de rotation égale à l'unité et de développement  $rda$  suivant l'arc.

L'expression générale de la force centrifuge  $F = mw^2r$  appliquée à ce cas donne

$$F = \frac{r\omega^2 \Delta r dr da}{g},$$

$\Delta$  étant la densité de la matière et  $\omega$  la vitesse angulaire.

L'élément est en équilibre sous l'action des deux forces  $S$  tangentielles qui constituent précisément la sollicitation à déterminer et de la force centrifuge. Cet équilibre s'exprime en écrivant que la projection de toutes ces forces sur la bissectrice de l'angle à est égale à zéro. On a

$$\frac{1}{g} \cdot r\omega^2 \Delta r dr da - 2S \sin \frac{da}{r} = 0;$$

$r^2\omega^2$  est égal au carré de la vitesse périphérique et  $\frac{S}{dr}$  est la fatigue spécifique de la matière dans la section considérée. Soient

$$V^2 = r^2\omega^2 \text{ et } R = \frac{S}{dr};$$

remplaçant ces valeurs dans la relation précédente on a

$$\Delta \frac{v^2}{g} da = 2R \sin \frac{da}{2};$$

faisant tendre  $da$  vers zéro, l'arc et le sinus se confondent et l'on a

$$R = \frac{\Delta v^2}{g}.$$

Cette formule permet de calculer la fatigue du métal à la jante d'une roue en fonction de la vitesse périphérique.

Pour une roue de 1.500 millimètres de diamètre tournant à 3.000 tours par minute, la vitesse périphérique est

$$\frac{1,5 \times 3,14 \times 3.000}{60} = 235,5 \text{ m. par sec.};$$

la fatigue du métal sera

$$\frac{8.000 \times (235,5)^2}{9,81} = 45.200.000 \text{ kg/m}^2,$$

soit 45,2 kilogrammes par millimètre carré.

Or, l'acier doux a une charge de rupture de 40 kilogrammes par millimètre carré; une roue façonnée en acier doux aurait



donc fait explosion avant d'atteindre la vitesse considérée, soit 3.000 tours par minute. Il faut donc faire usage d'aciers spéciaux, tels que ceux à haute teneur de nickel, ayant des limites d'élasticité situées vers 110 kilogrammes et des charges de rupture atteignant 200 kilogrammes par millimètre carré.

Ceci démontre que la réalisation d'un rendement cinétique convenable exige que la turbine soit pourvue de plusieurs roues, de façon que la vitesse absolue de la vapeur à la sortie de la dernière roue tombe sous une valeur déterminée.

Il est utile de signaler que l'équilibrage des roues doit être poussé jusqu'à l'extrême limite pour des vitesses périphériques aussi élevées.

En effet, un poids d'un gramme situé à la périphérie d'une roue de 1.500 millimètres de diamètre et tournant à 3.000 tours par minute engendre une force centrifuge égale à

$$F = \frac{mv^2}{r} = \frac{0,001 \times 55,460}{0,81 \times 0,75} = 7 \text{ kg. } 600.$$

Le manque d'homogénéité de la matière entraîne souvent des déséquilibres supérieurs de beaucoup à la valeur du gramme admis ci-dessus; il faut encore y ajouter ceux dus au travail des machines-outils, qui ne sont pas absolument parfaites.

On conçoit qu'à des vitesses aussi élevées il faille craindre des vibrations qui rendraient le fonctionnement normal impossible et amèneraient rapidement la rupture de l'arbre et une catastrophe.

Les aubes étant façonnées séparément une à une et fixées aux roues, les considérations de force centrifuge et d'équilibrage développées plus haut mettront en vive lumière la difficulté que présente la construction de l'ensemble de la partie tournante constituée par l'axe portant les diverses roues.

Si l'on ajoute que l'enveloppe extérieure possède intérieurement un parachèvement compliqué comportant notamment une série de portées d'alésage de diamètres différents, on comprendra immédiatement que peuvent seuls entreprendre la production de semblables engins les ateliers ayant des traditions, un outillage perfectionné et approprié, un personnel d'élite expérimenté dans ce genre de travail et enfin des moyens financiers puissants pour procéder aux inévitables tâtonnements et essais qu'implique la détermination définitive des divers éléments constituant chacun des appareils formant la gamme des puissances construites.

---

## ANNEXE N° III

**MOTEURS A EXPLOSION****Moteurs à essence de pétrole et à pétrole.**

On range les moteurs à pétrole dans la classe des moteurs à essence. En effet, ils ne diffèrent de ceux-ci que par l'adoption d'un procédé de chauffage du combustible nécessaire en raison de sa moindre volatilité; par ailleurs, ils sont à peu près identiques. On peut dire qu'à égalité de prix, des deux carburants considérés et quoique sa manipulation présente un plus grand danger, il faudra préférer l'essence au pétrole, car ce dernier, étant un hydrocarbure moins saturé que l'essence, possède une proportion plus élevée de carbone, ce qui entraîne des encrassements par dépôt de cet élément sur les cylindres, les soupapes et leurs sièges que l'on ne peut éviter que par des démontages et nettoyages fréquents. En outre, le rendement thermique des moteurs à pétrole est sensiblement inférieur à celui des moteurs à essence, parce que le taux de compression, élément important du rendement, comme on verra plus loin, doit y être abaissé pour éviter des inflammations spontanées et anticipées à tel point que la consommation dépasse celle des moteurs à essence de 50 % environ.

Ce qui précède ne signifie pas qu'il faille proscrire absolument le moteur à pétrole. Loin de là et de façon concrète lorsque le coût de l'énergie intervient pour une part importante dans le prix de revient d'un produit, il faudra adopter le pétrole plutôt que l'essence, lorsque celle-ci coûte, par exemple, le double de l'autre.

De toute façon, l'énergie créée par le moyen de moteurs à essence ou à pétrole sera généralement de coût élevé, car ces combustibles doivent être importés et ils seront toujours chers, en raison des grandes distances de leur transport, tant à l'extérieur qu'à l'intérieur du domaine colonial.

De ce fait et de ce que les moteurs sont légers et aisément transportables, on ne devra puiser à cette source de puissance que dans des cas spéciaux, notamment lorsqu'il s'agira d'exploitation de filons ou de gisements à minerai de grande valeur intrinsèque situés en des endroits difficilement accessibles et lorsque l'installation doit subir de fréquents déplacements.

L'essence provient de la distillation fractionnée des pétroles bruts, lesquels se trouvent principalement en Russie et aux États-Unis.

Les pétroles russes sont composés d'hydrocarbures non saturés des séries éthyléniques  $C_n H_{2n}$ , acétyléniques  $C_n H_{2n-2}$ , térébéniques  $C_n H_{2n-4}$  et benzéniques  $C_n H_{2n-6}$ .

Les pétroles américains contiennent, pour une proportion élevée, des hydrocarbures saturés, soit  $C_n H_{2n+2}$ .

Ces derniers contiennent surtout :

Le pentane . . . . .	$C^5 H^{12}$ , contenant 83,3 de C et 16,7 d'H.
L'heptane . . . . .	$C^7 H^{16}$ , contenant 84 de C et 16 d'H.
L'octane . . . . .	$C^8 H^{18}$ , contenant 82,2 de C et 15,8 d'H.
L'undécane . . . . .	$C^{11} H^{24}$ , contenant 84,6 de C et 15,4 d'H.
L'octodécane . . . . .	$C^{18} H^{38}$ , contenant 85 de C et 15 d'H.

Lors de la distillation fractionnée des pétroles bruts on obtient successivement les corps suivants :

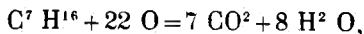
Ether de pétrole . . . . .	de densité égale à	0,65.
Essence de pétrole . . . . .	»	0,70.
Pétrole . . . . .	»	0,80.
Huile lourde . . . . .	»	0,86.
Vaseline.		
Paraffine.		

Le premier de ces produits est trop dangereux en raison de sa volatilité; d'ailleurs son prix serait un autre obstacle à son emploi.

Le pétrole et surtout l'huile lourde sont utilisés pour l'alimentation des moteurs Diesel.

L'essence de pétrole contient une série d'hydrocarbures voisins de l'heptane  $C^7 H^{16}$  et l'on peut considérer que sa combustion dégage une quantité de chaleur correspondant à une teneur de 84 % de C et 16 % d'H.

Il peut être intéressant de rechercher la quantité d'air nécessaire à la combustion complète de l'essence. Cette combustion s'opérera suivant la formule



le poids atomique du carbone étant 12, celui de l'hydrogène étant 1, la molécule-gramme d'essence pèsera 100 grammes; les 22 atomes d'oxygène pèseront 352 grammes et présenteront à

0° C. et à la pression de 760 millimètres de mercure un volume de  $11 \times 22,3$  litres, soit 245,3 litres, suivant la loi d'Avogadro et d'Ampère.

D'autre part, en négligeant la teneur de l'air en vapeur d'eau, on peut dire que 100 grammes d'air contiennent 23 grammes d'oxygène. La considération de teneur d'eau de l'atmosphère peut altérer ce dernier chiffre de 4 %.

Il résulte de ce qui précède que les 352 grammes d'oxygène correspondent à

$$\frac{352}{0,23} = 1.530 \text{ grammes d'air;}$$

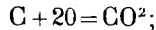
le rapport théorique du poids d'essence au poids de l'air nécessaire à sa combustion est donc de 1 : 15 environ.

La densité de l'air étant de 1,293 à 0° et 760 millimètres de mercure, le volume correspondant sera

$$\frac{1.530}{1.293} = 1.185 \text{ litres.}$$

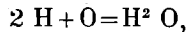
Calculons l'énergie potentielle contenue dans un litre de mélange tonnant :

le carbone brûle suivant la formule



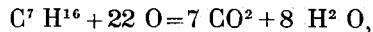
cette réaction dégage 97 calories;

l'hydrogène brûle suivant la formule



en dégageant 59 calories pour 2 H.

Dès lors, la chaleur produite par la combustion suivante :



s'établira comme suit :

$$7 CO^2 \text{ correspond à } 7 \times 97 = 679 \text{ calories,}$$

$$8 H^2 O \text{ correspond à } 8 \times 59 = 472 \text{ calories,}$$

soit au total 1.151 calories, dont il faudrait soustraire la chaleur de formation de  $C^7 H^{16}$ ; mais cette quantité est négligeable. Le volume total comprend d'abord le volume d'air nécessaire, soit 1.185 litres; ensuite, la molécule-gramme d'essence, dont le volume, l'essence étant considérée à l'état de gaz, est de

22,3 litres, suivant la loi d'Avogadro et Ampère; donc

$$1.185 + 22,3 = 1.207,3;$$

la valeur calorifique par litre sera  $1.151 : 1.207,3 = 0,96$  calorie; considérant l'équivalent mécanique égal à 427, on trouve 410 kilogrammètres par litre de mélange tonnant.

Pratiquement, ce chiffre n'est pas atteint, parce qu'il faut nécessairement admettre un excès d'air. Celui-ci est fréquemment de 20 %; le volume devient ainsi

$$1.185 + 1.185 \times 0,2 + 22,3 = 1.444,3;$$

on aura donc  $1.151 : 1.444,3 = 0,8$  calorie,

ou  $0,8 \times 427 = 340$  kilogrammètres par litre.

En outre, à la fin de la course d'aspiration, le mélange contenu dans le cylindre s'est échauffé à une température que l'on peut évaluer à 60° C.

Or on a

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{T_1}{T_0}$$

donc l'énergie par litre tonnant en place dans le cylindre au commencement de la compression sera

$$340 \times \frac{273}{333} = 280 \text{ kilogrammètres.}$$

Que l'on n'aille pas croire que cette énergie est entièrement recueillie sur le piston, il s'en faut malheureusement de beaucoup.

On peut déterminer le rendement maximum de cette opération en se basant sur le fait que le cycle de Carnot, évoluant entre les mêmes températures que celles envisagées ici, est le cycle de rendement maximum.

La température des gaz à l'explosion est de 1.500° C. environ; à l'échappement, les gaz atteignent approximativement 300° C.; les températures absolues sont donc respectivement 1.773 degrés et 573;

l'expression du rendement du cycle de Carnot étant

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

on aura

$$\frac{1.773 - 573}{1.773} = 0,68.$$

En pratique on atteint 0,25 dans les très bons moteurs; donc le litre de mélange tonnant, qui, comme nous l'avons calculé, devait donner 280 kilogrammètres, ne pourrait jamais, quel que soit le degré de perfection atteint, en donner plus de

$$280 \times 0,68 = 190 \text{ kilogrammètres,}$$

le rendement du cycle de Carnot étant un maximum et, en réalité, on n'obtiendra que

$$280 \times 0,25 = 70 \text{ kilogrammètres.}$$

A vrai dire, la considération du cycle de Carnot n'est ici qu'approximative, car une transformation radicale s'opère dans le mélange tonnant au moment de la combustion; en outre, les gaz brûlés sont remplacés par d'autres de composition et de température différente, mais le chiffre qu'il donne a néanmoins sa valeur.

Les meilleurs moteurs consomment 210 grammes d'essence par cheval et par heure. Le pouvoir calorifique de ce combustible étant de 11.500 calories au kilogramme, cela correspond à 2.425 calories. Or, un cheval-heure comprend 270.000 kilogrammètres ou 635 calories; le rendement sera donc

$$\frac{635}{2.425} = 0,26.$$

Les deux principaux déchets sont causés d'abord par les gaz brûlés, qui emportent dans l'atmosphère 35 % de l'énergie calorifique du combustible et par le refroidissement du cylindre, qui dilapide le même pourcentage de cette énergie.

Des éléments qui précèdent on peut vérifier la puissance d'un moteur donné.

En effet, soit un moteur à 2 cylindres de 145 millimètres d'alésage et de 190 millimètres de course fonctionnant sur un cycle à quatre temps et tournant à 1.400 tours par minute.

Le volume d'une cylindrée contient 3,140 litres. Avec un cycle à quatre temps et 2 cylindres il y aura une aspiration par tour et le volume aspiré par seconde sera

$$\frac{3,140 \times 1.400}{60} = 74 \text{ litres.}$$

Avec un rendement thermique de 0,25 réalisé dans les bons

moteurs, un litre de mélange tonnant développe 70 kilogrammètres, on obtient

$$74 \times 70 = 5.180 \text{ kilogrammètres par seconde,}$$

soit 70 chevaux-vapeur indiqués, qu'il faut réduire de 10 % pour tenir compte du rendement organique de l'engin qui atteint environ 90 %.

La puissance effective est donc de 63 chevaux-vapeur.

Un calcul semblable n'est évidemment qu'approximatif, mais l'approximation est telle qu'il présente néanmoins un certain intérêt, car lors de l'acquisition d'un moteur, il permet de procéder rapidement et facilement à la vérification de la puissance.

En ce qui concerne les cycles des moteurs à essence, on peut considérer le cycle à deux temps et le cycle à quatre temps.

Le cycle à deux temps n'est pas encore sorti du domaine expérimental.

Le but proposé est d'obtenir une course motrice par tour et, conséquemment, une puissance double de celle développée dans une même cylindrée de moteur à quatre temps qui n'effectue qu'une course motrice tous les deux tours; mais le problème n'est pas de solution aisée.

Le cycle à quatre temps est déjà ancien, puisqu'il fut imaginé par Beau de Rochas en 1862, quoiqu'il ne fût réalisé pratiquement, pour la première fois, que seize ans plus tard.

*Premier temps* : le piston, d'abord à fin de course près du fond du cylindre, s'écarte de celui-ci et aspire le mélange tonnant à travers la soupape d'admission qui s'est levée, soit sous l'action de la dépression créée, soit, comme c'est généralement le cas, sous la poussée d'une came.

*Deuxième temps* : le cylindre ayant maintenant sa pleine capacité remplie de mélange tonnant, le piston effectue sa course inverse et comprime ce mélange, la soupape d'admission ayant été fermée. Cette compression réduit le volume primitif de 4,5 fois environ et entraîne évidemment une grande élévation de température favorable à l'allumage et à la rapidité d'explosion.

*Troisième temps* : l'étincelle vient de jaillir aux pôles de la bougie; l'explosion se produit avec dégagement important de chaleur, qui élève considérablement la température et la pression des gaz; ceux-ci repoussent le piston et se détendent en se

refroidissant. Ce déplacement du piston est le seul dans tout le cycle qui produise de l'énergie; l'explosion n'est pas instantanée; elle s'opère pendant une durée qui est de l'ordre d'un millième de seconde, ce qui correspond à une fraction minime, il est vrai, de la course, 5 à 10 % suivant la vitesse, mais empêche néanmoins que l'on puisse considérer que la combustion s'effectue sous volume constant.

*Quatrième temps* : dès que le piston a atteint l'extrémité de sa course motrice, la soupape d'échappement s'est ouverte et les gaz brûlés sont expulsés pendant la quatrième course qui complète le cycle.

Pratiquement, les cycles réels des moteurs ne correspondent pas exactement au cycle théorique qui vient d'être décrit. La pratique a démontré que le rendement s'améliorait par l'adoption de certaines altérations.

Ainsi l'admission ne commence pas lorsque le piston est au point mort, mais avec un certain retard. Au moment de l'ouverture de la soupape il s'est créé alors une dépression qui aspire plus énergiquement les gaz. La valeur de l'angle du retard importe assez peu; il varie de 10 à 30°; l'essentiel, c'est qu'il y ait retard; celui-ci est nécessairement fonction de la vitesse du moteur. De plus, la soupape d'admission ne doit pas se fermer exactement au point mort suivant, mais après, lorsque le piston revient déjà; on tire ainsi un parti favorable de l'inertie des gaz.

Il résulte de ce qui précède que la compression commence en retard, mais cela n'a aucune importance, car on a calculé en conséquence le volume de la chambre d'explosion, de façon à obtenir le rapport de 4,5 défini plus haut. La compression cependant ne peut pas dépasser une certaine limite, malgré l'accroissement sensible qu'elle apporte dans le rendement thermique. En effet, l'explosion s'opère automatiquement lorsque les gaz atteignent une température de 550° C.; il faut donc rester assez bien sous cette limite, car cette explosion anticipée fatiguerait les articulations de la bielle et de l'arbre coudé; considérant que la combustion n'est pas instantanée, il y a lieu, en raison de la grande vitesse du piston, d'effectuer l'allumage avant que le piston n'arrive en fin de course; cette avance est fonction de la vitesse du piston et croît avec elle; toutefois elle ne peut dépasser certaines limites, car il se produirait, comme pour le cas de la compression exagérée, des fatigues dangereuses dans les articulations motrices.



La détente ne pouvant aller jusqu'à la valeur qu'exigerait l'amélioration du rendement thermique, car cela entraînerait des cylindres de plus grandes dimensions qui rendraient le prix de l'engin prohibitif, les gaz brûlés ont encore en fin de course active une pression qui atteint souvent 5 kilogrammes par centimètre carré. L'ouverture de l'échappement au moment précis de la fin de course provoquerait une contre-pression néfaste au rendement. C'est pourquoi la soupape d'échappement doit se lever de 30 à 50° avant l'instant théorique. En raison de l'obliquité de la bielle, pareil angle ne correspond qu'à une minime fraction de la course motrice et, de toutes façons, le minime déchet d'énergie qui en résulte est largement regagné par la diminution du travail résistant de l'échappement.

Pour l'étude théorique des éléments essentiels du cycle, soient : un poids  $P$  de gaz parfait et  $c$  la chaleur spécifique à volume constant,  $T$  la température absolue du gaz; son énergie interne sera

$$U = PcT.$$

Le principe de la conservation de l'énergie, de même que celui de l'équivalence découvert par Sadi Carnot et énoncé par Mayer, exprimé déjà dans le chapitre des turbines à vapeur, s'écrit

$$dQ = AdU + Apdv;$$

$dQ$  est la quantité de chaleur fournie au cours d'une transformation élémentaire.

$A$  est l'équivalent calorifique du travail et vaut 1 : 427.

$U$  exprime ce que l'on appelle l'énergie interne d'un corps.

Le terme  $pdv$  exprime le travail fourni par le gaz pour vaincre la pression extérieure.

Dans une transformation adiabatique, c'est-à-dire dans une transformation s'effectuant sans échange de chaleur,

$$dQ = 0,$$

et la relation devient

$$AdU + Apdv = 0 \quad (1).$$

D'autre part, les transformations adiabatiques des mélanges tonnants et des gaz brûlés considérés comme des gaz parfaits s'opèrent suivant la relation suivante reliant la pression au volume :

$$pv^\gamma = \text{Constante} \quad (2);$$

le symbole  $\gamma$  est le rapport de la chaleur spécifique à pression constante C à la chaleur spécifique à volume constant c;

$$\frac{C}{c} = \gamma;$$

la relation marquée (1) peut s'interpréter en disant que dans une transformation adiabatique l'énergie interne est égale au travail de détente, change de signe, ou, si l'on préfère, le travail de détente, augmentant l'énergie interne, diminue d'une quantité égale.

L'énergie interne d'un gaz dans un état déterminé sera donc égale au travail de détente à partir de cet état jusqu'à une pression nulle, c'est-à-dire lorsque le volume sera devenu infini. Donc :

$$U = \int_0^{\infty} p dv = - \int_{\infty}^0 p dv;$$

nous aidant de la relation (2), nous aurons

$$U = - \int_{\infty}^0 \text{const} \frac{dv}{v^{\gamma}} = - \left[ \text{const} \frac{v^{1-\gamma}}{1-\gamma} \right]_{\infty}^0 = - \left[ \text{const} \frac{1}{(1-\gamma)v^{\gamma-1}} \right]_{\infty}^0;$$

mais  $\gamma$  vaut environ 1,3; la quantité entre crochets devient donc nulle pour  $v = \infty$ ; d'où

$$U = - \text{constante} \frac{v^{1-\gamma}}{1-\gamma}; \text{ mais (2) peut s'écrire}$$

$$pv^{\gamma-1}v = \text{const} \quad \text{ou} \quad v^{\gamma-1} = \frac{\text{const}}{pv}$$

$$U = - \text{const} \frac{1}{(1-\gamma)v^{\gamma-1}} = \frac{pv}{\gamma-1};$$

d'autre part, il a été dit plus haut qu'une autre expression de l'énergie interne était

$U = PcT$ , ou, en passant à l'énergie mécanique en introduisant l'équivalent  $E = 427$ ,  $EPcT$ .

Égalant les deux, on aura  $\frac{pv}{\gamma-1} = EPcT$ ,  
qui peut se simplifier en écrivant

$$pv = RT.$$

Cette relation servira pour déterminer la variation de température au cours de la détente ou de la compression.

Considérant toujours des transformations adiabatiques et assimilant les gaz à des gaz parfaits, on a

$$pv^\gamma = \text{constante.}$$

Si un état initial est défini par les valeurs

$$p_1 v_1 T_1$$

on a successivement

$$pv^\gamma = p_1 v_1^\gamma$$

$$pv = RT$$

$$p_1 v_1 = RT_1$$

$$T = T_1 \frac{pv}{p_1 v_1} = T_1 \left( \frac{v_1}{v} \right)^{\gamma-1}$$

$$\text{et } T = T_1 \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}.$$

Ces expressions permettent de calculer la température en un point de l'adiabatique, soit en fonction du volume, soit en fonction de la pression.

Comme dans une détente adiabatique

$$dQ = 0,$$

l'équation de la conservation de l'énergie et de l'équivalence devient

$$pdv = -dU.$$

Donc, dans le cas considéré, toute l'énergie développée lors de la détente est empruntée à l'énergie interne et comme l'énergie interne a aussi pour expression

$$\frac{pv}{\gamma - 1};$$

le travail développé lors d'une détente adiabatique comprise entre les deux états  $p_1 v_1$  et  $p_2 v_2$  sera donc

$$\text{Travail} = \frac{1}{\gamma - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Il est intéressant de rechercher le rendement obtenu dans les transformations adiabatiques, car toute l'énergie interne du point de départ n'est pas transformée en travail, mais en fraction seulement.

Le degré de détente est évidemment le rapport du volume

final du gaz détendu au volume initial avant détente; si ce degré est  $\mu$  on aura

$$\mu = \frac{v_2}{v_1};$$

mais  $p v^\gamma = \text{constante}$ ; donc  $p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$  d'où

$$\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{1}{\mu}\right)^{\gamma-1} = \frac{1}{\mu^{\gamma-1}};$$

la relation du travail trouvé ci-dessus peut s'écrire

$$\text{Travail} = \frac{p_1 v_1}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right),$$

remplaçant le rapport de la parenthèse en fonction de  $\mu$  on aura

$$\text{Travail} = \frac{p_1 v_1}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}}\right)$$

Comme  $U = \frac{p v}{\gamma - 1}$ , on a pour l'état initial  $U_1 = \frac{p_1 v_1}{\gamma - 1}$ ;

remplaçant, on a

$$\text{Travail} = U_1 \left(1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}}\right)$$

$U_1$  étant l'énergie interne totale du point de départ, la fraction de cette énergie transformée en travail sera

$$1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}}$$

et le rendement aura la même expression, puisqu'il est

$$n = U_1 \frac{\left(1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}}\right)}{U_1} = 1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}};$$

on déduit une conclusion importante de cette relation : celle de l'amélioration du rendement thermique dû à l'accroissement de la compression.

En effet, la relation précédente montre que le rendement croît avec  $\mu$ , c'est-à-dire avec le degré de détente. Mais pour faire croître  $\mu$ , on peut, soit diminuer  $V_1$ , soit augmenter  $V_2$ . Mais augmenter  $V_2$  c'est prolonger la détente par augmentation du volume final, ce qui rend le moteur coûteux et lourd; donc

l'amélioration du rendement serait ainsi achetée à un prix trop élevé. Diminuer  $V_1$ , c'est réduire le volume initial, ce qui donne comme conséquence une faible puissance calorifique; d'où une faible énergie développée. Cette solution n'est donc pas meilleure que la précédente. Mais on peut adopter un faible volume initial et obtenir un rendement amélioré en augmentant l'énergie potentielle du mélange tonnant par la compression. Le travail de compression n'est pas perdu, car il est largement restitué au cours de la détente, en raison de l'accroissement considérable de pression obtenue ainsi au moment de l'explosion.

On conçoit donc que le rendement thermique s'améliore par la compression et que l'amélioration croît avec le degré de celle-ci. Malheureusement, on est limité en ce qui concerne le degré de compression. Les considérations suivantes vont en donner la raison. La combustion du mélange tonnant s'opère en un temps d'autant plus court que la température est plus élevée; mais vers  $550^\circ \text{C}$ ., l'inflammation se fait spontanément et instantanément, ou du moins en un temps très court d'un millième de seconde environ.

La compression pouvant être considérée comme sensiblement adiabatique, on peut, au moyen de la relation établie plus haut :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1},$$

déterminer la température  $T_2$  de fin de compression, connaissant la température  $T_1$  des gaz au moment de la fermeture de l'admission.

La température n'est pas égale en tous les points de la masse des gaz tonnants enfermés dans le cylindre; c'est évidemment dans le voisinage de la soupape d'échappement que les gaz sont les plus chauds et peuvent atteindre avant compression une température de  $225^\circ \text{C}$ .

Pour éviter que les mélanges gazéifiés n'explosent prématurément, il faut qu'en fin de compression la température du mélange tonnant soit en tous ses points inférieure à  $550^\circ \text{C}$ ., ce qui revient à dire que la surélévation de température due à la compression doit rester inférieure à  $325^\circ \text{C}$ . On peut trouver, au moyen de la relation précédente, pour quel degré de compression cette température est atteinte

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1};$$

$T_2$  — température absolue finale sera égale à  $273 + 550 = 823$ ;

$T_1$  — température absolue initiale sera égale à  $273 + 225 = 498$ ;

d'où

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{823}{498} = 1,65 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{0,3};$$

$$\log 1,65 = 0,3 \log \frac{v_1}{v_2}.$$

Tous calculs faits on trouve  $\frac{v_1}{v_2} = 5,3$ .

La conclusion est qu'il faut que le degré de compression reste inférieur à 5,3, si l'on veut éviter les explosions anticipées inadmissibles pour les raisons développées plus haut.

Toutefois, il doit s'en rapprocher autant que possible, car le rendement thermique croît avec le degré de compression. La rapidité d'explosion, qui est aussi un élément favorable au rendement, croît également avec ce degré de compression.

On a songé un moment à mélanger à l'essence certains corps, tel le tétra-éthyle de plomb, qui possède, même à la dose d'un millième, la propriété d'élever sensiblement la température de l'explosion spontanée. On a pu ainsi atteindre des rapports de compression atteignant 9, ce qui correspond à un accroissement du rendement thermique d'environ 25 %. Malheureusement, ces tentatives, malgré tout l'intérêt qu'elles présentent, sont restées sans suite, à cause des dégâts causés aux soupapes et aux cylindres par des dépôts que formaient ces corps antidétonants.

Pratiquement, la pression atteinte à la fin de la compression oscille entre 6 et 7 kilogrammes par centimètre carré.

Il convient de dire quelque mots du refroidissement et du graissage des moteurs.

La température des gaz au moment de l'explosion varie de 1.500 à 1.800°; la détente la fait descendre vers 400°. Il en résulte la nécessité d'un refroidissement énergique, car, d'une part, les métaux utilisés s'altèrent rapidement à pareil régime et, d'autre part, le graissage serait impossible, car les huiles se décomposent vers 300° C. Assurément cette obligation va soustraire des calories aux gaz qui évoluent dans le cylindre et entraînera comme conséquence, la réduction du rendement thermique. Mais, malgré son importance, ce déchet dû au refroidissement, qui peut atteindre et dépasser 35 % dans cer-

tains moteurs, n'est pas le vrai coupable. En effet, M. Letombe a démontré que tout ce que l'on tente de récupérer sur le refroidissement en n'effectuant pas celui-ci dans la mesure voulue, on le perd exactement dans les gaz d'échappement. En d'autres termes, la chaleur perdue par le rafraichissement du cylindre et de la culasse, augmentée de celle contenue dans les gaz d'échappement, est une constante. Donc, le refroidissement énergique donne des gaz d'échappement froids; un refroidissement peu actif donne des gaz d'échappement chauds.

En réalité, c'est le cycle qui, en l'occurrence, est en cause. Le choix entre les deux hypothèses est donc aisé et c'est en faveur du refroidissement énergique qu'il faut se prononcer.

Néanmoins, il ne faut pas aller au delà de ce qui est nécessaire pour assurer le fonctionnement mécanique parfait, car la loi de M. Letombe n'est vraie qu'entre certaines limites.

En réduisant la température des parois on ne réduit pas seulement la température des gaz d'échappement, c'est-à-dire celle de la fin du cycle, mais on diminue également la température initiale de celui-ci. Le refroidissement énergique procure des avantages de deux ordres : d'abord au point de vue du rendement, il permet de pousser aussi loin que possible le degré de compression, dont on connaît l'heureux effet, sans qu'il ne se produise des inflammations spontanées.

Au point de vue mécanique, il évite des grippages, l'usure rapide des segments, l'ovalisation du cylindre, le manque d'étanchéité des soupapes.

Il résulte des considérations précédentes que le courant de circulation de l'eau de refroidissement doit commencer à la soupape d'échappement, cette région étant la plus chaude et demandant le refroidissement le plus énergique, pour finir au siège de la soupape d'admission, en passant successivement par la culasse et le cylindre. En outre, la formation de poche d'air doit être rendue impossible; en effet, l'eau, en s'échauffant, abandonne de l'air et il est indispensable que celui-ci puisse suivre le courant et s'échapper avec l'eau réchauffée.

Dans les moteurs bien étudiés le réservoir d'huile a le fond établi en pente; celle-ci conduit à un collecteur fermé à la partie inférieure par une vis; le but de cette disposition est d'amener au collecteur les impuretés telles que poussières de bronze, de fonte et charbon que l'huile entraîne avec elle au cours de son parcours dans les organes mobiles. Ce drainage s'effectue le long de la pente, grâce aux vibrations du bâti. La

vis permet la vidange périodique des impuretés. Il est indispensable que le réservoir soit muni d'un robinet ou d'un niveau permettant de se rendre compte que le niveau de l'huile est à hauteur convenable.

Le graissage des moteurs a une importance capitale et l'on peut affirmer qu'une proportion importante des avaries est due à une lubrification défectueuse ou à un arrêt de celle-ci dans l'une ou l'autre partie du moteur. Actuellement, le graissage se fait sous pression; le but de ce système est de réaliser, outre la lubrification, la filtration et le refroidissement de l'huile. La pression, qui doit être généralement de 500 grammes par centimètre carré, est obtenue au moyen d'une pompe logée dans le bâti. Cette pompe refoule l'huile dans une tuyauterie, appelée rampe de graissage, qui est reliée aux divers organes à lubrifier. Dans le circuit est intercalé un filtre à tamis fin, retenant toutes les impuretés.

---



**MOTEURS A COMBUSTION INTERNE**

On aurait pu s'attendre à ce que ce chapitre fût intitulé en citant le nom de Rudolf Diesel. Si cela n'a pas été fait, ce n'est certes pas dans l'intention de diminuer la gloire du célèbre ingénieur allemand. Mais depuis leur origine, les moteurs de cette espèce ont subi de notables évolutions dans des directions diverses, les unes s'écartant davantage que les autres du type primitif. Il en résulte qu'avec la classification actuellement consacrée par l'usage, un titre tel que « Moteurs Diesel », par exemple, eût constitué une confusion entre la partie et le tout.

Il convient de dire que Diesel a eu le grand mérite de se laisser guider dans ses recherches par la considération du cycle de Carnot, qui, ainsi qu'il a été dit dans un autre chapitre, présente un rendement plus élevé que tout autre cycle quelconque évoluant entre les mêmes températures.

En outre, il a apporté au rendement même une amélioration, en relevant la température initiale par l'adoption de hautes compressions, ce qui découle de la relation

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

qui exprime le rendement du cycle de Carnot et qui croît avec  $T_1$ .

Les moteurs étudiés dans cette annexe comprennent trois catégories :

- Les moteurs Diesel;
- Les moteurs super-Diesel;
- Les moteurs semi-Diesel.

Ces trois types de moteurs se construisent pour cycle à deux et à quatre temps.

Cycle à quatre temps du moteur Diesel.

Soit un cylindre à axe vertical.

Le piston étant d'abord à fin de course supérieure et se trouvant donc dans sa position la plus voisine du couvercle ou culasse du cylindre, descend et augmente ainsi graduellement

la cavité qui le surmonte. Une soupape dont la levée a été commandée par un arbre à cames met l'intérieur du cylindre en communication avec l'atmosphère dès que commence la descente du piston. Celui-ci aspire donc de l'air qui remplit le cylindre jusqu'en fin de course inférieure, moment auquel se ferme la soupape d'admission d'air. Le premier temps est ainsi achevé.

Le piston commence sa course ascendante et comprime l'air enfermé dans le cylindre, jusqu'à ce qu'il arrive en haut.

Le volume de l'air est réduit à cet instant par la compression à un taux tel que la pression monte à 35 kilogrammes par centimètre carré, en même temps que sous l'effet de l'énergie de cette compression, dont une partie notable est transformée en chaleur communiquée à l'air, la température de celui-ci dépasse 550° C.

Le second temps est terminé et le troisième commence par la descente du piston; un mécanisme lève un pointeau-soupape séparant le cylindre d'un petit boîtier pourvu de toiles métalliques superposées, ou d'une série de rondelles séparées par un espace vide et percées de trous ménageant un passage tortueux. Ce boîtier reçoit l'huile combustible envoyée par une pompe. D'autre part, un compresseur fournit de l'air comprimé à 70 kilogrammes par centimètre carré, c'est-à-dire à une pression double de celle de l'air du cylindre. On comprend donc que, dès que le pointeau est levé, l'huile combustible est pulvérisée et projetée dans le cylindre. Mais au contact de l'air surchauffé à 550/600° C., l'inflammation se produit automatiquement. La levée du pointeau, qui dure environ le dixième de la course, est réglée de telle façon que la pression créée par la combustion reste approximativement constante jusqu'à la fin de celle-ci et égale à la pression de compression.

Pendant les neuf dixièmes de course que le piston doit encore parcourir pour arriver au point mort bas, les gaz se détendent. Ce temps est le seul qui crée de l'énergie; les trois autres provoquent la formation d'un travail résistant.

Au moment où le piston est arrivé en fin de la course motrice, au point mort inférieur, l'arbre à cames soulève une soupape qui met l'intérieur du cylindre en communication avec l'atmosphère et le piston, en remontant jusqu'au sommet de sa course, effectue le quatrième temps en refoulant les gaz brûlés à l'extérieur.

Le cycle du moteur Diesel à quatre temps est ainsi terminé.

La compression volumétrique est le rapport du volume total  $V_0$  d'air aspiré à la pression atmosphérique, au volume  $V$  de cette même quantité d'air à la fin de la période de compression; le degré de compression volumétrique dans le moteur à quatre temps est de l'ordre de 14 à 15.

La compression s'effectuant sensiblement suivant une loi adiabatique d'équation

$$pv^\gamma = \text{constante},$$

la pression fin de compression est égale à

$$p_1 = p_0 \left( \frac{v_0}{v_1} \right)^\gamma,$$

$\gamma$  étant légèrement supérieure à 1,3.

Si dans l'expression précédente on fait

$$p_0 = 1; \frac{V_0}{V_1} = 15,$$

on a

$$p_1 = 35/36 \text{ kg. par cm}^2 \text{ de pression absolue.}$$

La pression de combustion est, elle, de l'ordre de 38 à 40 kilogrammes par centimètre carré.

### **Description du cycle à deux temps du même moteur.**

Soit un moteur vertical et soit le moment auquel le piston se trouve au point mort supérieur, après avoir comprimé dans l'espace resté libre une certaine quantité d'air dont on verra plus loin la provenance. Comme dans le cycle à quatre temps, cet air est surchauffé à une haute température et est porté à une pression de 35 kilogrammes par centimètre carré.

Dès que le piston commence à descendre, on injecte en pulvérisant, comme précédemment, par de l'air comprimé, une certaine quantité de combustible qui s'enflamme immédiatement au contact du comburant; l'injection est aussi répartie sur le dixième de la course environ et réglée de telle manière que la pression reste sensiblement constante pendant cette période, la hausse de la pression que tend à produire la combustion étant compensée par l'accroissement du volume créé par la progression du piston. Aussitôt que la combustion est terminée les gaz se détendent.

Vient ensuite la détente des gaz. Mais celle-ci est interrompue vers le dernier septième environ de la course, parce qu'alors le piston commence à découvrir une série de lumières ménagées dans la paroi du cylindre et faisant communiquer celui-ci avec l'air extérieur. Les gaz brûlés s'échappent donc au cours de ce dernier septième de course du piston, mais l'échappement peut se poursuivre pendant le premier septième de la course suivante ascendante, puisque les lumières ne sont complètement masquées par le piston que lorsque celui-ci commence à décrire le second septième de la course ascendante.

L'échappement ne dure donc que les deux septièmes d'une course, soit trois fois et demie moins que dans le cycle à quatre temps décrit précédemment, mais il y a lieu d'observer que la section totale des lumières est considérablement plus grande que celle de la soupape du cycle à quatre temps.

L'introduction d'air dans le cylindre s'opère comme suit :

Immédiatement après l'ouverture des lumières d'échappement, un mécanisme commandé par l'arbre-moteur ouvre une ou plusieurs soupapes qui mettent le cylindre en communication avec un compresseur d'air, ou un ventilateur à haute pression. L'air frais se précipite dans le cylindre et opère le balayage au dehors des gaz brûlés auparavant, c'est-à-dire au début de la même course. Ce balayage se poursuit tant que dure l'échappement, donc pas seulement jusqu'à l'extrémité de course inférieure, mais aussi pendant que le piston parcourt le premier septième de la course ascendante.

On comprend que le balayage ne peut commencer simultanément avec l'échappement, car la pression de l'air de balayage étant peu élevée pour réduire la perte d'énergie qui résulte de sa compression, les gaz brûlés qui en fin de détente se trouvent encore à une pression avoisinant 4 kilogrammes par centimètre carré pourraient refouler l'air à l'instant auquel commence la levée des soupapes devant admettre celui-ci.

A la fin de l'échappement, le piston a décrit le septième de sa course ascendante et tout le volume situé à ce moment entre le fond du piston et celui du cylindre est occupé par de l'air frais à la pression du balayage, qui au point mort supérieur se trouvera comprimé à 35 kilogrammes par centimètre carré. A ce moment le cycle recommence par la pulvérisation dans le cylindre, au moyen d'air comprimé à 70 kilogrammes par centimètre carré, de l'huile combustible, qui s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé par la compression.

Dans le moteur Diesel fonctionnant sur le cycle à deux temps, on refoule de l'air pur dans le cylindre et un excès de balayage n'entraîne aucune fuite du combustible. Par contre, ce procédé cause une réduction du rendement en raison de l'énergie absorbée par le compresseur ou le ventilateur qui donne à l'air de balayage la pression convenable.

#### **Cycles des moteurs super-Diesel à quatre temps et à deux temps.**

Les diverses phases se succèdent comme dans le moteur Diesel; mais alors que la compression dans ce dernier porte l'air à une pression de 35 kilogrammes par centimètre carré, dans le super-Diesel on ne dépasse généralement pas 28 kilogrammes et l'on se limite, dans certains moteurs, à 25 kilogrammes.

Cette réduction du taux de compression n'empêche pas que la température de l'air soit quand même assez élevée en fin de course pour provoquer l'inflammation spontanée de l'huile combustible.

Le mode de pulvérisation et d'introduction de celle-ci dans le cylindre ne s'opère pas dans le moteur super-Diesel comme dans le moteur Diesel. Au lieu de se servir d'air comprimé au double de la pression de compression, pour insuffler le combustible apporté par une pompe, on a recours seulement à une pompe à combustible qui, au moment voulu, refoule directement l'huile dans le cylindre à travers un pulvérisateur à trous de diamètre extrêmement réduit. Ce procédé est souvent qualifié de « pulvérisation mécanique solide ».

Résumant ce qui précède, les cycles du moteur super-Diesel diffèrent de ceux du moteur-Diesel par le taux de compression, adopté pour la pulvérisation du combustible et son introduction dans le cylindre, ce qui, dans le cas du moteur Diesel, est effectué au moyen d'une pompe et d'un compresseur d'air à haute pression et ne demande qu'une pompe dans le moteur super-Diesel.

#### **Moteur semi-Diesel.**

A la condition de ne considérer que la succession des temps et le rôle générique joué par chacun de ceux-ci, les cycles à quatre et à deux temps de cette catégorie de moteurs sont identiques à ceux des moteurs Diesel et super-Diesel.

Il existe néanmoins des divergences fondamentales entre les moteurs semi-Diesel, d'une part et les moteurs Diesel et super-Diesel, d'autre part.

Ces dissemblances fondamentales, qui seront examinées plus loin, sont nées du désir de créer des moteurs de faible et de moyenne puissance participant dans une large mesure des avantages du haut rendement thermique du moteur Diesel et possédant, comme ce dernier, la faculté de brûler des combustibles liquides lourds, économiques, mais dépourvus de compresseur d'air et ne travaillant pas suivant un cycle à taux de compression si élevé, de manière à réduire le prix de ces engins, de même que leur coût d'entretien. En effet, on conçoit aisément que les pressions auxquelles nous avons fait allusion dans la description du cycle Diesel engendrent des sollicitations qui entraînent la nécessité de prévoir généreusement les divers organes constitutifs; de plus, ces hautes pressions, de même que les températures atteintes par les gaz brûlés, exigent la mise en œuvre de métaux spéciaux et présentent, au point de vue de l'étanchéité et des déformations, des difficultés considérables de parachèvement et d'ajustage; enfin, le compresseur qui fournit l'air comprimé d'insufflation du combustible à une pression de 70 kilogrammes par centimètre carré doit être étagé, parce qu'il est impossible, pour des raisons de rendement volumétrique et de refroidissement, de comprimer en une fois un gaz à cette pression, qui ne peut être obtenue que par deux ou trois compressions successives dans des cylindres différents.

Dans ces conditions, on démontre en thermodynamique que le taux de compression de chaque étage doit être le même et égal à  $\sqrt[n]{\frac{p_1}{p_2}}$ ,  $n$  étant le nombre d'étages et  $\frac{p_1}{p_2}$  le taux de la compression totale.

Si l'on désire, ce qui est logique, que chaque cylindre absorbe le même travail et que l'élévation de température soit identique pour chaque étage, pour 70 kilogrammes de pression finale et 3 cylindres, les degrés de compression des étages seront donc  $\sqrt[3]{70} = 4,1$  et les pressions successives 4,1, 17, 70.

On ne doit donc décider l'installation de moteurs de cette catégorie que lorsque l'énergie demandée est considérable. Les développements qui précèdent éclaireront l'exposé ci-après des dissemblances fondamentales qui existent entre les moteurs semi-Diesel et ceux portant le titre de Diesel.

Tout d'abord, la compression de l'air dans les semi-Diesel se fait à un taux relativement réduit et qui varie, suivant les constructeurs, de 10 à 15 kilogrammes par centimètre carré.

Mais si l'on détermine l'équivalent calorifique de l'énergie absorbée par une telle compression, on arrive, même en négligeant de déduire de cet équivalent la quantité de chaleur que soustrairait à l'air la paroi qu'un courant d'eau froide rafraîchirait, à cette conclusion que la température atteint ainsi une valeur notablement inférieure à celle qui permet de réaliser la combustion spontanée.

On peut le démontrer aisément en se servant de la relation suivante :

$$T = T_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

établie dans le chapitre des moteurs à explosion.

Soit une pression de compression de 15 kilogrammes par centimètre carré, on aura

$$\log \frac{T}{T_1} = 0,23 \log 15 = 0,27050;$$

d'où

$$\frac{T}{T_1} = 1,86;$$

mais

$$T_1 = 65 + 273 = 338,$$

parce qu'à la fin de l'aspiration l'air s'est échauffé au contact des parois, à une température qui est d'environ 65° C.;

donc

$$T = 338 \times 1,86 = 635, \text{ soit } 362^\circ \text{ C.};$$

or, l'expérience démontre qu'il faut au moins 500° C. pour que la combustion soit spontanée et presque instantanée.

Les constructeurs ont franchi cet obstacle en munissant le couvercle du cylindre d'une poche qui ne possède pas de double paroi et n'est pas soumise au refroidissement par une circulation d'eau. Le combustible est injecté dans cette poche, quelquefois même directement sur la paroi de celle-ci et si l'on suppose que par une méthode, exposée par la suite, le régime de température soit établi à un taux suffisant pour que se produise la combustion spontanée, cette température restera constante en raison de la chaleur dégagée par les combustions répétées qui s'y opèrent.

Mais il existe entre le moteur Diesel et le moteur semi-Diesel une autre différence que celle qui vient d'être décrite et qui affecte profondément le temps-moteur du cycle.

En effet, en raison de la température élevée que prennent les parois de la poche dépourvue de double paroi à circulation d'eau de rafraîchissement et considérant que l'élévation de température entraîne un accroissement correspondant de la vitesse de combustion, celle-ci débute par une explosion qui élève instantanément la pression jusqu'à 20 à 25 kilogrammes par centimètre carré, donc au double environ de la pression de compression, elle se poursuit alors pendant une faible fraction de la course, à pression approximativement constante. Il se produit donc une anomalie à deux aspects : c'est-à-dire l'explosion ou combustion à volume sensiblement constant et pression résultante double de celle de compression, alors que dans le cas du moteur Diesel la combustion s'opérait à pression constante, celle-ci ayant environ la même valeur que celle de compression.

#### **Comparaison des rendements des cycles à explosion et à combustion.**

Avant de se livrer à des considérations théoriques à cet égard, il est utile d'envisager brièvement cet objet de manière concrète, d'après les consommations de combustible réalisées par les moteurs fonctionnant d'après ces cycles.

Les moteurs à essence de pétrole les plus perfectionnés absorbent 215 grammes par cheval-heure. D'autre part, le pouvoir calorifique inférieur de ce combustible, c'est-à-dire celui qui ne tient pas compte de la chaleur de condensation de la vapeur d'eau provenant de la combustion de l'hydrogène et qui doit donc être envisagée en l'occurrence, atteint 11.500 calories.

La quantité de 215 grammes possède un potentiel calorifique de

$$\frac{215}{1.000} \times 11.500 = 2.475 \text{ calories.}$$

Le moteur, en absorbant ces calories, a restitué un cheval-heure qui, traduit en équivalent calorifique, vaut

$$\frac{75 \times 3.600}{427} = 635 \text{ calories;}$$

le rendement de la transformation est donc

$$635 : 2.475 = 0,255.$$



Les mêmes calculs s'établissent pour un moteur Diesel, en considérant que la consommation par cheval-heure est de 185 grammes d'huile lourde, possédant un pouvoir calorifique inférieur valant 10.000 calories.

Le rendement dans ce cas atteint

$$635 : 1.850 = 0,345.$$

En volume, il faut 310 centimètres cubes d'essence de pétrole pour produire le cheval-heure par le moyen du moteur à explosion.

Le moteur à combustion demande pour le même travail 210 centimètres cubes d'huile lourde.

Si l'on admet que l'essence coûte au volume, indépendamment de toute considération fiscale, deux fois le prix de l'huile lourde, on arrive à conclure qu'au point de vue de la dépense de combustible un moteur Diesel est

$$2 \times \frac{310}{210} = 3$$

fois plus économique qu'un moteur à essence de pétrole.

En Belgique ce rapport atteindrait 4,5.

On observera que l'intérêt que présentent les moteurs à combustion est double, car non seulement ils possèdent un haut rendement thermique, entraînant une faible consommation, mais ils sont aptes à brûler des combustibles de coût réduit.

Il a été dit précédemment, dans le chapitre des moteurs à explosion, que le rendement du temps-moteur du cycle s'exprimait par la relation

$$n = 1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}},$$

dans laquelle  $\mu$  est le degré de détente, c'est-à-dire

$$\mu = \frac{V_2}{V_1},$$

$V_2$  représentant le volume final et  $V_1$  le volume initial.

Dans un cycle de moteur Diesel, on trouve que le rendement s'exprime par

$$n = 1 - \frac{\mu_0^\gamma - 1}{\mu^{\gamma-1} \gamma (\mu_0 - 1)},$$

dans laquelle

$\mu = \frac{V_2}{V_1}$ , rapport du volume final de détente au volume de la chambre de compression.

$\mu_0 = \frac{V_3}{V_1}$ , rapport du volume à fin de combustion au volume de la chambre de compression.

Le rendement peut s'écrire

$$n = 1 - \frac{1}{\mu^{\gamma-1}} \times \frac{\mu_0^\gamma - 1}{\gamma(\mu_0 - 1)}$$

l'expression qui précède le signe multiplicateur est identique au rendement du cycle à explosion.

La comparaison du cycle à explosion à celui à combustion se ramène ainsi à l'étude du facteur

$$\frac{\mu_0^\gamma - 1}{\gamma(\mu_0 - 1)}$$

Tout d'abord, il est nécessaire que sa valeur soit égale à l'unité pour  $\mu_0=1$ , car cela revient à écrire que  $V_3=V_1$ , ou que le volume à fin de combustion est égal au volume à fin de compression, ce qui ramène au cycle à explosion, ou combustion à volume constant. Pour le démontrer, il faut appliquer la règle de l'Hospital, car, introduisant la valeur  $\mu_0=1$  dans le facteur précédent, on trouve 0/0.

En dérivant séparément le numérateur et le dénominateur, on a

$$\frac{\gamma \mu_0^{\gamma-1}}{\gamma}$$

expression qui vaut bien l'unité, si l'on y fait  $\mu_0=1$ .

Il faut démontrer maintenant que

$$\frac{\mu_0^\gamma - 1}{\gamma(\mu_0 - 1)}$$

est une fonction qui croît avec  $\mu_0$ , considérée comme variable, tout au moins pour les valeurs de  $\mu_0 > 1$ . La fonction sera croissante si sa dérivée prise par rapport à  $\mu_0$  est positive pour les mêmes valeurs de la variable soit

$$F(\mu_0) = \frac{\mu_0^\gamma - 1}{\gamma(\mu_0 - 1)}$$

$$f'(\mu_0) = \frac{\gamma(\mu_0 - 1)\gamma\mu_0^{\gamma-1} - (\mu_0^\gamma - 1)\gamma}{\gamma^2(\mu_0 - 1)^2}$$

ou

$$f'(\mu_0) = \frac{(\gamma - 1)\mu_0^\gamma - \gamma\mu_0^{\gamma-1} + 1}{\gamma(\mu_0 - 1)^2}$$

Le dénominateur étant positif, on aura démontré la proposition si l'on montre que le numérateur est positif.

Représentons celui-ci par  $\varphi(\mu_0)$

$$\varphi(\mu_0) = (\gamma - 1) \mu_0^\gamma - \gamma \mu_0^{\gamma-1} + 1.$$

Pour  $\mu_0 = 1$ ,

$$\varphi(\mu_0) = 0.$$

Il suffira donc de montrer que  $\varphi(\mu_0)$  est croissant pour toute valeur de  $\mu_0 > 1$ , pour pouvoir affirmer que  $\varphi(\mu_0)$  est positif pour les mêmes valeurs de  $\mu_0$ .

En dérivant  $\varphi(\mu_0)$ , on aura

$$\varphi'(\mu_0) = \gamma(\gamma - 1) \mu_0^{\gamma-1} - \gamma(\gamma - 1) \mu_0^{\gamma-2} = \gamma(\gamma - 1) \mu_0^{\gamma-2} (\mu_0 - 1).$$

Cette expression est nulle pour  $\mu_0 = 1$  et positive pour  $\mu_0 > 1$  ( $\gamma$  aussi est  $>$  que 1; il vaut environ 1,3);

$\varphi'(\mu_0)$  étant positif pour  $\mu_0 > 1$ ,

$\varphi(\mu_0)$  étant croissant pour les mêmes valeurs de la variable.

Il résulte de ce qui précède que, pour une même adiabatique de détente et une même adiabatique de compression, le rendement sera plus élevé dans un cycle à explosion que dans un cycle à combustion et la différence en faveur du premier croîtra avec  $\mu_0$ , c'est-à-dire avec le rapport du volume à fin de combustion, au volume à fin de compression.

Le cycle Diesel est donc, toutes choses égales d'ailleurs, inférieur au cycle à explosion.

Mais cette conclusion ne sort pratiquement aucun effet utile, parce qu'il faudrait, pour qu'il en fût ainsi, que le taux de compression ne fût pas limité dans les moteurs à explosion.

Or, on a vu, dans le chapitre traitant de ceux-ci, que l'on ne pouvait dépasser un degré de compression de 5, ce qui correspond, en fin de course, à une pression de 7 kilogrammes par centimètre carré environ, parce qu'en allant au delà de cette valeur on provoquerait l'explosion spontanée et anticipée du mélange tonnant, par suite de l'échauffement dû à la compression adiabatique.

En effet, il ne faut pas perdre de vue que dans les moteurs à explosion le combustible est aspiré en même temps que l'air et c'est donc un mélange tonnant qui est soumis à compression, alors que dans les moteurs à combustion interne l'air seul est comprimé et le combustible est injecté après compression; il n'y

a donc pas de limite imposée à celle-ci, parce que la combustion spontanée n'est pas à craindre, le combustible étant absent; il en résulte que l'on comprime l'air dans ces derniers engins à 35 kilogrammes par centimètre carré, soit à une valeur cinq fois plus élevée que dans les moteurs à explosion et seules des considérations d'ordre mécanique et économique empêchent la réalisation d'une compression plus élevée.

On comprend qu'ainsi le moteur à combustion interne reconquiert aisément la palme, que le rendement meilleur du moteur à explosion lui ravissait à compression égale. D'ailleurs il ne faudrait pas exagérer la différence des rendements considérés, que l'on rapproche autant que possible en réduisant  $\mu_0$ , c'est-à-dire en raccourcissant autant que possible la durée de la combustion.

Dans l'exposé des diverses phases des cycles, on a considéré que les engins fonctionnaient en régime normal. Mais pour atteindre celui-ci, il faut préalablement mettre le moteur en mouvement. L'opération présente une difficulté plus grande que dans le cas des moteurs à explosion, en raison du taux élevé de la compression, qui, est nécessaire à l'obtention d'une température assez haute pour provoquer la combustion spontanée de l'huile combustible.

Les moteurs des trois catégories, lorsqu'ils ont une puissance supérieure à 10 C. V., ne peuvent être mis en vitesse qu'avec l'aide d'une source d'énergie extérieure, qui est constituée par de l'air comprimé à une certaine pression dans un réservoir.

Dans les moteurs Diesel, c'est le compresseur d'air d'insufflation de l'huile combustible qui, au cours de la marche en fin d'une période de fonctionnement, ou mieux immédiatement après avoir mis l'engin en fonctionnement normal, alimente un réservoir prévu à cette fin.

Dans les moteurs super-Diesel et semi-Diesel, un compresseur actionné par le moteur ou de façon indépendante fournit l'air comprimé emmagasiné dans une bouteille en acier, auquel on empruntera l'énergie nécessaire à la mise en marche. Quelquefois le compresseur fait défaut et ce sont les gaz de la combustion, que le moteur refoule lui-même dans le réservoir, qui fournissent l'énergie nécessaire au démarrage suivant.

Avant l'arrêt du moteur, il est donc indispensable, si le compresseur est mû directement, de vérifier si le remplissage de la bouteille à air comprimé a été effectué.

D'autre part, il va sans dire que la capacité de cette bouteille doit être suffisante pour pouvoir, sans autre remplissage préalable, procéder à six démarrages au moins.

Pour opérer la mise en marche, on actionne un dispositif qui empêche l'introduction de l'huile combustible dans les cylindres; ceux-ci sont munis d'une soupape spéciale permettant de les mettre en communication avec la bouteille à air comprimé. Cette soupape spéciale est souvent commandée automatiquement par une came, mue par le moteur et possédant un profil et un angle de calage déterminés de façon que l'air soit admis périodiquement et produise sur le piston une action motrice qui amène le moteur en rotation. Pour rendre celle-ci plus aisée, certains moteurs sont munis d'un mécanisme permettant de supprimer la compression. Quelquefois, lorsqu'il faut envisager avant toute autre considération le prix de vente de l'engin et la simplicité des mécanismes et seulement pour le cas de moteurs de moyenne et de faible puissance, on agit à la main sur la soupape admettant l'air comprimé de démarrage.

L'air ayant été admis, le moteur prend de la vitesse et lorsque celle-ci est jugée suffisante, on instaure, s'il a été supprimé, le régime de compression; l'appareil d'injection du combustible est remis en service et la soupape spéciale admettant l'air comprimé est mise hors fonction; le moteur prend alors immédiatement sa marche normale.

Il adviendra fréquemment, en dépit de certaines précautions prises à l'arrêt et avec une probabilité qui sera d'autant plus grande que le nombre de cylindres est plus petit, qu'aucun des pistons n'occupera une position pour laquelle il soit possible d'admettre l'air comprimé efficacement, de manière à mettre l'arbre coudé en mouvement. Il faudra, dans ces conditions, amener l'un des pistons à franchir le point mort. Pour obtenir ce résultat, les moteurs puissants sont pourvus d'un vireur à main. Pour faciliter la manœuvre effectuée dans ces conditions, on maintient levée la soupape d'échappement, de façon à éluder l'énergie absorbée par la compression.

Lorsque les moteurs ont une puissance inférieure à 10 C. V., leur mise en rotation s'opère à la main au moyen d'une manivelle. Pour faciliter le travail on agit quelquefois sur la compression, en la faisant disparaître momentanément. Les moteurs de faible et de moyenne puissance, occupant un rang intermédiaire entre le super-Diesel et le semi-Diesel, sont équipés d'un

dispositif très ingénieux de chambre de compression à double taux.

En réalité, c'est une chambre avec une annexe; celle-ci peut être en communication avec la chambre, auquel cas correspond le taux de compression minimum; mais on peut cloisonner les deux et la chambre seule est soumise à compression, qui est alors plus élevée.

On sait que le rendement thermique croît avec le degré de compression, mais que si l'on pousse celui-ci à un taux élevé on arrive rapidement à rendre le coût du moteur prohibitif, au point que l'amortissement fait évanouir l'avantage du rendement thermique élevé.

On comprend que dans ces conditions on ait adopté un taux de compression suffisant pour atteindre un rendement thermique élevé et insuffisant pour rendre l'engin coûteux.

Mais ce taux ne permet pas, lorsque le moteur est froid, de porter l'air par la compression à une température telle que l'on provoque la combustion spontanée et c'est pour cette raison que la chambre de compression a été munie d'une annexe que l'on cloisonne au démarrage seulement, pour obtenir un plus haut taux de compression qui entraîne l'inflammation automatique de l'huile combustible injectée. Aussitôt que la mise en marche est effectuée, on supprime le cloisonnement et le moteur fonctionne sur une compression moindre.

Dans d'autres moteurs de puissance moyenne et à compression normale insuffisante pour permettre le démarrage à froid, on obtient la combustion de l'huile injectée en introduisant dans la chambre de compression, au moyen d'une broche filetée prévue à cette fin, un papier roulé en forme de cigarette et façonné au moyen de papier du genre buvard, qui a été immergé dans une solution de nitrate de soude, ce qui le rend fusant.

Lorsqu'on désire la mettre en marche, on fixe une cigarette sur la broche, on la fait fuser au moyen d'une allumette et on l'engage dans la chambre.

Il reste à expliquer comment on obtient le départ des moteurs semi-Diesel dans lesquels, nous l'avons dit plus haut, la compression a été réduite à la moindre valeur compatible avec les exigences du rendement thermique, de façon à pouvoir produire cet engin à un prix abordable, mais qui, en raison de ce taux restreint de compression, n'élève pas l'air à une température

suffisante pour obtenir la combustion spontanée de l'huile combustible.

Le couvercle du cylindre possède une poche qui n'a pas de double paroi et n'est donc pas soumise au refroidissement par une circulation d'eau.

Un support fixé à l'une ou l'autre partie de la culasse, ou du cylindre, porte une lampe à vapeur d'essence de pétrole analogue à celle qu'emploient les plombiers pour la soudure des tuyaux de plomb.

Cette lampe est orientée de façon à projeter la flamme sur la poche.

Lorsqu'on veut faire fonctionner le moteur, on allume la lampe et après quelques minutes la poche est chauffée au rouge sombre, ce qui permet alors le départ. On peut alors éteindre la lampe, car les combustions répétées de l'huile combustible à l'intérieur de la poche entretiennent celle-ci à une température suffisamment élevée pour obtenir la spontanéité de la combustion et même l'explosion, comme on l'a vu plus haut.

Il convient d'examiner maintenant le procédé de réglage, c'est-à-dire le mode adopté pour amener le moteur à développer une puissance qui tend à chaque instant à s'égaliser avec la résistance.

Un premier procédé dit du « tout ou rien » et dont on faisait déjà emploi il y a quarante ans pour les moteurs à gaz et à pétrole, consiste à supprimer toute une cylindrée.

Ce procédé n'est presque plus employé et de toute façon il doit être proscrit. En effet, un réglage pareil est trop brutal, trop irrégulier, car la suppression d'une course motrice entière amène une chute rapide de la vitesse angulaire.

Un moteur à un cylindre et à quatre temps ne présente normalement qu'un cycle moteur pour deux tours; la suppression de celui-ci entraîne comme conséquence de n'avoir à ce moment qu'une course motrice pour quatre tours. On comprend combien la vitesse angulaire doit varier dans ces conditions, ce qui, évidemment, est l'indice d'un mauvais réglage. On peut réduire dans une certaine mesure cet inconvénient en adoptant des volants très lourds et un régulateur de haute sensibilité, mais on augmente ainsi notablement le coût de l'engin.

D'ailleurs, ce mode de réglage présente une autre imperfection qui s'étend au domaine du rendement thermique. D'abord les parois du cylindre se refroidissent pendant les cycles sans combustion, par l'air froid admis et par la circu-

lation d'eau et lorsque la première détente s'opère, elle évolue suivant une courbe passant sous l'adiabatique du point initial de la détente; d'où un déchet. En outre, on peut concevoir que lorsque dans le cylindre refroidi par une ou plusieurs absences de temps moteur on injecte l'huile combustible, celle-ci doit brûler de façon incomplète et lente; d'où provient un autre déchet.

Il résulte de ces considérations que le système de réglage de « tout ou rien » est très imparfait.

Préliminairement à l'exposé des méthodes de réglage basées sur la quantité d'huile combustible injectée, il est utile de s'étendre un instant sur la quantité d'air admise dans le cylindre pour opérer la combustion.

Soit un moteur construit pour développer de façon continue une puissance maximum déterminée; si pour ce régime le constructeur a considéré entre le volume d'air introduit et celui du combustible injecté un rapport tel que la totalité de l'oxygène soit intéressée à la combustion parfaite, l'engin serait incapable de vaincre une surcharge, car alors même que le régulateur augmenterait la dose d'huile injectée, l'excès de celle-ci resterait inerte faute de comburant. On voit qu'un pareil moteur ne serait guère intéressant et il manquerait totalement de souplesse; or, celle-ci est une des qualités essentielles de tout engin produisant la force motrice.

En effet, aucune industrie n'a un diagramme de charge constante et avec un moteur analogue à celui envisagé, il faudrait que la puissance qu'il peut développer de façon permanente fût égale au maximum du diagramme de charge, alors même que ce maximum ne constituerait qu'une pointe de durée réduite. Un moteur doit donc non seulement pouvoir développer une puissance maximum de façon continue, mais il faut encore qu'il puisse entraîner des surcharges momentanées allant jusque 50 % de cette puissance et des surcharges d'une durée d'une heure atteignant environ 20 %.

Il résulte de ce qui précède que l'air doit être en excès dans le cylindre, lorsque l'engin développe sa puissance continue, car de cette façon il sera capable de brûler des doses de combustible accrues, sous l'effet des surcharges, par le régulateur et de vaincre celles-ci.

L'égalisation de la puissance et de la résistance est réalisée par le régulateur, qui agit à cette fin sur le système de distribution de l'huile combustible au cylindre. Tantôt cette action



agit sur la soupape d'aspiration de la pompe à combustible, comme c'est le cas dans les moteurs Diesel, tantôt elle a pour effet de limiter la course utile de refoulement de la pompe d'injection, comme c'est le cas dans les moteurs super-Diesel. Ainsi, dans la première hypothèse, la pompe nourricière de la chambre du pointeau-soupape d'admission de l'huile combustible au cylindre, reçoit cette huile à travers une soupape d'admission, qui est commandée par un mécanisme actionné par le moteur, en l'occurrence un levier dont le régulateur peut faire varier le point d'oscillation. Aux faibles charges, ce point occupe une position telle que, quoique le refoulement ait commencé, l'aspiration reste ouverte pendant une partie de la course de refoulement, d'autant plus grande que la charge est plus faible, dosant le combustible d'après la résistance à vaincre. Bref, une partie du parcours de refoulement est rendue inefficace en maintenant ouverte l'aspiration. A la lumière de ce qui a été dit plus haut, au sujet de l'excès d'air de combustion, on comprendra immédiatement qu'une pleine course de refoulement efficace ne correspond pas au développement de la puissance permanente de l'engin, mais à celui de la surcharge.

Dans la seconde hypothèse, qui est surtout relative au moteur super-Diesel, le régulateur agit sur une crémaillère engrenant avec un pignon taillé dans le prolongement du piston de refoulement de l'huile combustible. Donc, pendant que sous l'action de la came de commande le piston décrit son mouvement alternatif, le régulateur peut faire tourner le piston d'un certain angle autour de son axe géométrique. Mais s'il est limité au bout par un plan perpendiculaire à cet axe, un peu plus loin il est taillé sur une certaine épaisseur, suivant une surface hélicoïdale qui a comme directrices l'axe de figure et une hélice inscrite sur un cylindre concentrique au cylindre extérieur et distant de celui-ci d'une fraction de millimètre; il en résulte évidemment que la durée de refoulement dépend de l'orientation, ce qui constitue donc le réglage. Dans d'autres cas, la came emprunte la surface d'un cône, de telle façon que le refoulement de la pompe s'effectue toujours au même moment de la distribution; mais la course est variable, donc aussi le débit, suivant la position de la came, que le régulateur peut déplacer, d'après la charge, le long de l'arbre qui entraîne cette came.

Il a été question plus haut des difficultés qu'entraînait la

construction du compresseur du moteur Diesel et des raisons pour lesquelles on avait imaginé les moteurs super-Diesel à pulvérisation mécanique solide. Il ne faudrait pas croire cependant que l'on n'a pas eu à résoudre une question complexe. En effet, la pompe d'injection et de pulvérisation refoule l'huile à une pression de 150 kilogrammes par centimètre carré. Créer l'étanchéité et la maintenir dans ces conditions, de même que concevoir les diverses parties constituantes qui devaient subir des sollicitations spécifiques aussi élevées, n'était pas chose aisée. Le problème a surtout été résolu par l'utilisation de certains métaux spéciaux. Ainsi le cylindre et le piston sont façonnés par certains constructeurs au moyen d'acier à faibles teneurs de chrome et d'aluminium; ces pièces sont ensuite soumises à température modérée à un courant d'azote. Cette nituration crée une pellicule d'une dureté s'exprimant par le double de celle des aciers à outils les plus durs.

L'étanchéité du piston dans le cylindre est obtenue le plus souvent par ajustage au moyen de méthodes spéciales et sans presse-étoupe. Certaines considérations amènent à penser que le jeu du piston dans le cylindre voisine une grandeur qui est de l'ordre du micron.

Au point de vue organique, tout ce qui a été dit dans le chapitre des moteurs à explosion s'applique aux moteurs à combustion. Néanmoins, les sollicitations sont d'ordre plus élevé dans les engins examinés ici et il en résulte que leurs organes doivent être dimensionnés en conséquence.

Il est utile de comparer les moteurs Diesel, super-Diesel et semi-Diesel à quatre temps à ceux à deux temps. A première vue on serait tenté de ne reconnaître que des avantages au cycle à deux temps.

En effet, pour un diamètre et une course de piston déterminés, la puissance obtenue avec le moteur à deux temps paraît devoir être le double de celle réalisée dans un moteur à quatre temps, puisque ce dernier ne présente qu'une course motrice tous les deux tours, alors que le premier en a une tous les tours.

La considération précédente entraîne à penser en outre que le rendement organique doit être meilleur dans le moteur à deux temps, en raison de la disparition des courses d'aspiration et d'échappement.

Cette disparition supprime les soupapes correspondantes, qui sont remplacées par des lumières ménagées dans le cylindre: d'où une simplification dans la construction.

A puissance égale le moteur à deux temps doit donc être moins coûteux d'acquisition que celui à quatre temps.

Mais, d'un autre côté, il ne faut pas perdre de vue que la course doit être prolongée dans le moteur à deux temps pour permettre l'échappement et le balayage.

Ce dernier devant être fait sous pression, la création de celle-ci exige une certaine énergie qui réduit le rendement et introduit une complication en faisant naître un engin de compression.

Enfin, pour que le volume entier du cylindre soit utilisé, il faut que le balayage soit parfait, ce qui ne peut être obtenu au moyen des lumières ménagées dans le cylindre, dans la paroi opposée à celles de l'échappement, comme cela se fait fréquemment, tout au moins, dans le cas des moteurs de moyenne et de faible puissance et exige un courant traversant le cylindre dans toute sa longueur, ce qui fait réapparaître les soupapes et leur mécanisme de commande. Cette considération du balayage est tellement importante, que l'on a fait des moteurs d'expérience à six temps, ne comportant donc qu'une course motrice tous les trois tours et deux aspirations et deux échappements consécutifs au cours de cette même période, ce qui donne à l'air, pour titre en gaz brûlés, le second terme d'une progression géométrique dont le premier terme et la raison sont tous deux égaux à un quinzième environ, soit 1 : 225. Cette grande pureté de l'air carburant entraîne une meilleure combustion et permet d'injecter plus d'huile, à tel point que le moteur à six temps présente un rendement égal à celui à quatre temps.

Pour conclure, contrairement à ce que l'on aurait pu supposer, le rendement d'un moteur à quatre temps est supérieur de 10 % moyennement à celui du moteur à deux temps de même puissance.

Quant au coût de ces moteurs, la différence est peu sensible.

Sans vouloir jeter le moindre discrédit sur le moteur à deux temps, il faut reconnaître qu'il ne possède pas les nombreux avantages qu'on lui attribue lorsqu'on le compare au moteur à quatre temps.

En conclusion, les deux cycles peuvent être adoptés dès que l'engin est produit par une usine ayant l'expérience nécessaire.

Certains constructeurs ont cherché à réaliser des moteurs à double effet, c'est-à-dire à piston travaillant sur les deux faces.

On conçoit immédiatement toute la séduction que renferme le problème, car, d'une part, la solution entraînerait une distribution, dans le temps, plus uniforme de l'énergie produite et,

d'autre part, les matériaux mis en œuvre dans la construction de l'engin seraient mieux utilisés, ou, si l'on préfère, le poids réduit à l'unité de puissance se trouverait diminué.

Malheureusement, on rencontre de sérieux obstacles dans la réalisation. Tout d'abord la chaleur développée est double et la dispersion de celle-ci s'effectue moins bien que dans le cylindre à simple effet, qui est ouvert d'un côté, alors que dans le cas considéré le piston est enfermé dans le cylindre, qui porte un couvercle de part et d'autre. Le refroidissement doit être énergique à l'excès et il faut qu'il s'étende au piston et à la tige, ce qui ne présente pas de difficultés spéciales, mais constitue néanmoins une complication. La pompe de circulation doit avoir un débit sensiblement plus élevé que lorsque l'on considère des moteurs à simple effet et les dimensions de cet accessoire croissent ainsi rapidement. Dans le cas du moteur Diesel, la quantité d'air d'insufflation de l'huile combustible est doublée et il en résulte par rapport au moteur un encombrement considérable du compresseur étagé. Enfin, la tige du piston doit traverser le couvercle par le moyen d'un presse-étoupe dont l'étanchéité est de réalisation malaisée, en raison de la valeur élevée de la pression et de la température. Cette même tige empêche de placer dans l'axe du cylindre l'appareil d'insufflation de l'huile combustible, dont la position excentrique troublerait la combustion, de telle manière que l'on est obligé de le dédoubler symétriquement par rapport à la tige.

Les recherches dans ce sens errent donc dans un cercle vicieux, qui ne peut engendrer les avantages que l'on a en vue, qu'au prix de complications qui entraînent un coût prohibitif d'acquisition et des frais inadmissibles d'entretien et d'amortissement.

Il reste à comparer, dans le cadre des puissances moyennes et réduites, les moteurs Diesel, super-Diesel et semi-Diesel.

A ne considérer que le rendement thermique du cycle, celui du moteur Diesel vient en premier rang, d'abord en raison du taux élevé de la compression, ensuite parce que la combustion s'y opère de façon parfaite, ce qui doit être attribué au mode d'introduction de l'huile combustible, qui est pulvérisée au moyen d'un jet d'air et insufflée dans le cylindre à une pression double de celle qui y règne en fin de compression. L'huile est donc pulvérisée et mélangée intimement à une certaine quantité d'air, au moment où elle pénètre dans le cylindre et la pénétration de ce mélange se faisant avec violence, à cause de la diffé-

rence des pressions, les molécules de comburant et de combustible sont énergiquement associées.

Vient ensuite le cycle du moteur super-Diesel, dont le rendement thermique est moyennement inférieur d'un dixième à celui du moteur Diesel, parce que le taux de compression y est moindre et parce que l'injection mécanique solide de l'huile combustible ne peut rivaliser, au point de vue de la perfection de combustion, avec la pulvérisation et l'insufflation par l'air comprimé du moteur Diesel.

Enfin, dans le moteur semi-Diesel, le rendement thermique reste moyennement d'un dixième sous celui du moteur super-Diesel, ou d'environ deux dixièmes sous celui du moteur Diesel, en raison surtout du taux réduit de la compression, qui n'atteint généralement que 10 à 12 kilogrammes par centimètre carré, alors que l'on monte à 28 et 30 kilogrammes dans le moteur super-Diesel et à 40 kilogrammes dans le moteur Diesel.

Il suffira de rappeler ce qui a été dit au début de cette étude, du coût élevé et de la complication des organes accessoires du moteur Diesel, pour ne pas envisager celui-ci dans le cas de petite et de moyenne puissance. Il convient d'ajouter que pareille conclusion deviendrait fausse s'il s'était agi de grandes puissances, pour lesquelles le moteur Diesel revient au premier rang, en raison de son haut rendement thermique.

Dans le cas envisagé ici, les moteurs super-Diesel et semi-Diesel restent seuls en présence.

Là construction de tous deux présente de sérieuses difficultés, et il ne faut, pour les acquérir, consulter que les seules usines ayant l'outillage approprié et une expérience consommée dans cette production, si l'on ne désire pas que cette acquisition constitue la source d'interminables difficultés qui doivent nécessairement entraîner des répercussions néfastes sur le rendement de l'industrie à laquelle l'engin doit fournir la force motrice.

Il paraît utile de compléter les considérations relatives au moteur à combustion interne par quelques indications concernant les caractéristiques des huiles lourdes minérales à utiliser.

Une huile convenant parfaitement à l'alimentation de ces moteurs doit :

- 1° être limpide;
- 2° avoir une densité comprise entre 0,86 et 0,89;
- 3° avoir un pouvoir calorifique inférieur d'au moins 10.000 calories;

- 4° avoir une teneur en eau inférieure à 0,5 %;
  - 5° avoir une teneur en soufre inférieure à 5 %;
  - 6° avoir une teneur en coke inférieure à 0,75 %;
  - 7° avoir une teneur en brai inférieure à 1 %;
  - 8° n'avoir aucune trace d'acidité minérale ou organique;
  - 9° ne donner qu'un poids de cendres inférieur à 0,02 %;
  - 10° avoir une viscosité aussi faible que possible, par exemple,  
1,45 degré Engler à 20° C.,  
1,10 » » à 50° C.;
  - 11° avoir un point d'inflammabilité en vase ouvert inférieur à 65° C.
-

**MOTEURS A GAZOGENE**

Avant de procéder à l'examen technique et économique des gazogènes, il est logique de se livrer à quelques considérations préliminaires.

Il existe deux classes de gazogènes :

Celle qui comprend les appareils de carbonisation et qui utilise des produits contenant des matières volatiles telles que le charbon gras, le bois, les déchets de bois, les déchets de végétaux;

Celle qui comprend les appareils de calcination et qui sont alimentés au moyen de combustibles carbonisés, soit naturellement, soit artificiellement, donc dépourvus de matières volatiles telles que le coke, le charbon maigre, l'anhracite, le charbon de bois.

Si, se plaçant au point de vue du domaine colonial, on fait la discrimination des combustibles, tant de l'une que de l'autre classe d'engins, on arrive à la conclusion que seuls les bois, déchets de bois, déchets végétaux et charbon de bois peuvent être envisagés.

En effet, on devine que le charbon minéral, sous toutes ses formes, présente en presque tous les points de notre Colonie un prix de revient prohibitif.

Mais, d'autre part, les appareils de carbonisation, lorsqu'ils sont alimentés au moyen de matière ligneuse, engendrent des gaz de composition complexe dont l'épuration, nécessaire pour les rendre utilisables dans les moteurs à explosion, exige de nombreux appareils d'entretien difficile; encore arrive-t-il que le but poursuivi n'est atteint qu'après une longue période de tâtonnements. Lorsqu'on aura ajouté que les sous-produits récoltés au cours de cette épuration n'ont pour la plupart aucune valeur en raison de leur éloignement des centres d'utilisation et de vente, on aura acquis la conviction que les gazogènes de carbonisation doivent être proscrits dans les cas envisagés ici.

Ces éliminations successives font, qu'il ne reste à considérer que le gazogène de calcination, alimenté au charbon de bois.

Mais le charbon de bois devant être produit sur place, ou tout

au moins dans le voisinage immédiat du lieu d'utilisation, pour éluder les frais de transport que ne pourrait supporter le prix de revient de ce combustible, il est évident que seules les régions dotées d'une riche parure forestière pourront convenir à l'établissement des gazogènes.

Le bois équatorial contient, lorsqu'il vient d'être coupé, de 35 à 45 % de son poids en eau, suivant les essences. Une dessiccation naturelle à l'abri de la pluie et sous l'action de l'air, peut en un temps relativement court et variable avec les saisons, mais de deux semaines au moins dans les conditions les plus favorables, réduire de moitié cette teneur en humidité. Mais pour dissiper une partie notable de l'autre moitié, il faut des procédés artificiels qui ne sont pas à envisager ici. Desséché à l'étuve, la composition chimique du bois est moyennement la suivante :

Carbone . . . . .	50	Oxygène . . . . .	41
Hydrogène. . . . .	6	Cendres . . . . .	3

le carbone seul contribue à donner une puissance calorifique au bois, car l'hydrogène qu'il contient est combiné. En outre, les 20 % d'humidité qu'il renferme toujours doivent être vaporisés.

Dans ces conditions, un kilo de bois desséché naturellement contient :

Carbone . . . . .	40,0	Cendres . . . . .	2,2
Hydrogène. . . . .	4,8	Eau. . . . .	20,0
Oxygène . . . . .	33,0		

La puissance calorifique d'un kilo de bois sera, dans ces conditions,

$$0,4 \times 8.000 - 0,2 \times 650 = 3.070 \text{ calories.}$$

Un gazogène se compose de 4 appareils ayant un rôle distinct : d'abord le générateur, qui est un récipient généralement vertical et cylindrique, a une hauteur égale à trois fois environ le diamètre. Ce rapport entre les deux dimensions est nécessaire, parce que le combustible doit comporter une couche de grande épaisseur pour que s'opèrent au sein de celui-ci les transformations que l'on a en vue. L'ensemble a l'apparence d'un petit haut fourneau dont il emprunte également la section retrécie à la partie inférieure, quoique dans une moindre mesure.

Le générateur est rempli de charbon de bois, qui, à la partie



inférieure, est incandescent et maintenu dans cet état au moyen d'un courant d'air provoqué artificiellement, soit par pression, soit par aspiration. C'est ce dernier mode qui est généralement adopté pour l'alimentation des moteurs fixes, les seuls envisagés dans cette étude. On comprend maintenant que le rétrécissement de la section inférieure n'a d'autre but que de faciliter l'obtention d'une température élevée nécessitée par les réactions que l'on veut produire et décrites ci-après :

Dans la zone d'incandescence, ou, si l'on préfère, de combustion, par opposition à la zone supérieure, qui est le siège d'une réduction, la température peut atteindre 1.800°. En allure chaude, la zone de réduction peut monter à 1.200°. Il en résulte que l'intérieur de l'appareil doit être garni de briques réfractaires qui sont appliquées contre une chemise extérieure en tôle.

Le deuxième appareil, appelé vaporisateur, est alimenté d'eau et évapore celle-ci. La vapeur ainsi produite est additionnée au courant d'air auquel nous avons fait allusion plus haut dans la description du générateur et qui maintenait le charbon de bois à l'état incandescent. Cette addition d'eau vaporisée est un perfectionnement qui a pour effet, comme on le verra, d'augmenter le rendement thermique du générateur tout en augmentant la puissance calorifique du gaz obtenu.

Le vaporisateur, qui autrefois, était souvent indépendant du générateur, est de nos jours fréquemment inclus dans celui-ci.

Il en résulte une économie de calories, celles-ci étant empruntées au rayonnement.

La disposition de l'appareil doit présenter deux qualités essentielles. D'abord, comme il est le siège d'ébullition de l'eau, celle-ci abandonne aux parois, sous forme d'incrustations adhérentes, les sels dissous. Il faut donc que le détartrage soit aisé. En outre, il faut proscrire les appareils où le vaporisateur emprunte tout ou fraction de la chaleur de vaporisation à la partie supérieure du générateur. En effet, il sera démontré dans la suite que cet appareil travaille exothermiquement dans le bas et endothermiquement dans le haut et, dans ces conditions, tout prélèvement de calories dans cette dernière zone serait illogique, contrarierait les échanges qui s'y produisent et entraînerait conséquemment une réduction du rendement.

Beaucoup de constructeurs placent l'appareil de vaporisation à la base du générateur, autour de la partie incandescente du combustible. Cette disposition présente le double avantage de prendre les calories à l'endroit le plus favorable et d'éviter de

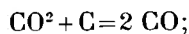
placer des matériaux réfractaires où leur conservation en bon état serait problématique en raison des hautes températures atteintes, qui vont jusqu'à 1.800°.

L'appareil suivant est le laveur. Son rôle dans le cas considéré, qui n'envisage que l'usage du charbon de bois, se confine au dépoussiérage et au refroidissement du gaz sortant du générateur. A cette fin, il est constitué d'un récipient en tôle rempli de grésillons de coke, dans lequel le gaz chemine en sens inverse de celui de nombreux jets d'eau finement divisés. Le laveur doit pouvoir être aisément débarrassé des boues qui s'y déposent et proviennent de l'accumulation des poussières enlevées aux gaz qui le traversent.

Le quatrième appareil est l'épurateur, qui opère un filtrage du gaz, qui est ainsi débarrassé des dernières impuretés avant d'être aspiré dans le cylindre du moteur. La disposition doit être telle que le démontage et le remplacement de la matière filtrante soient aisés.

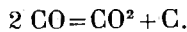
Il convient de voir ce qui se passe dans un générateur semblable lorsqu'il est en action. Le courant d'air aspiré par un ventilateur ou, plus généralement, par le piston du moteur, rencontre le charbon de bois incandescent, qui est du carbone presque pur et forme avec lui, par combustion, de l'anhydride carbonique  $\text{CO}_2$ , appelé communément acide carbonique.

L'acide carbonique, entraîné par le courant, monte dans le générateur, en traversant l'épaisse couche de combustible. Mais au cours de ce trajet se produit, en raison de l'excès de carbone et à cause de certaines conditions de température, une réduction partielle de l'acide carbonique, suivant la formule



l'acide carbonique, formé par combustion, est donc transformé plus haut en oxyde de carbone.

Malheureusement, la réaction précédente est réversible, c'est-à-dire que l'on peut avoir



Donc, dans certaines conditions, l'oxyde de carbone peut se décomposer en acide carbonique et carbone. On comprendra immédiatement que cette dernière transformation est néfaste, car notre but est de former de l'oxyde de carbone, qui sera brûlé dans le moteur en donnant de l'acide carbonique, libérant ainsi l'équivalent énergétique.

Les recherches auxquelles on s'est livré pour déterminer l'élément dominant de cette réversibilité et en déduire, en fonction de cet élément, les divers états d'équilibre des deux réactions ont amené à conclure que la température jouait le rôle capital dans la définition du rapport des volumes respectifs occupés par chacun des gaz  $\text{CO}^2$  et  $\text{CO}$ .

La proportion de  $\text{CO}^2$  décroît très rapidement quand la température croît. Pour  $\text{CO}$ , c'est donc l'inverse.

En réalité, dans la réduction partielle de  $\text{CO}^2$  en  $\text{CO}$ , sous l'action de  $\text{C}$ , l'existence de la réversibilité qui permet la transformation de 2  $\text{CO}$  en  $\text{CO}^2$  et  $\text{C}$  fait naître entre les deux transformations un état d'équilibre déterminé par le rapport des vitesses des deux réactions. Ces vitesses sont fonction de la température, à tel point qu'au delà de  $1.000^\circ$ , la conversion de  $\text{CO}^2$  en  $\text{CO}$  en présence de  $\text{C}$  est très rapide et sous  $500^\circ$  elle est extrêmement lente.

Il faut en conclure que l'allure chaude est celle qui convient le mieux au point de vue du rendement et l'on verra tantôt qu'il y a encore une autre raison pour l'adopter, quoiqu'il en résulte évidemment une détérioration plus rapide du garnissage réfractaire.

Les indications qui suivent permettent de déterminer la quantité d'air qui doit traverser le gazogène pour obtenir la réaction définie plus haut.

Le poids atomique du carbone étant 12, celui de l'oxygène étant 16, pour un kilogramme de charbon de bois (en négligeant les cendres, qui ne constituent que 2,5 % du poids) il faudra 1.333 grammes d'oxygène. Or, 100 grammes d'air contiennent 23 grammes de ce gaz. Les 1.333 grammes d'oxygène correspondent donc à 5.800 grammes d'air ou 4,5 mètres cubes.

Il faut donc 4,5 mètres cubes d'air pour brûler 1 kilogramme de charbon de bois en oxyde de carbone.

Le volume de gaz obtenu s'établit comme suit :

D'après la loi d'Avogadro et d'Ampère, une molécule-gramme de gaz quelconque occupe un volume de 22,3 litres à  $0^\circ$  et 760 mm de pression de mercure.

Donc, pour 12 grammes de carbone on aura 22,3 litres de  $\text{CO}$  et pour 1 kilogramme de carbone nous aurons :

$$\frac{1.000}{12} \times 22,3 = 1.860 \text{ litres de } \text{CO}.$$

Comme il faut 4,5 mètres cubes d'air pour brûler 1 kilogramme de C en CO, il suffit de rechercher le volume d'azote contenu dans ces 4,5 mètres cubes d'air, soit les 4 cinquièmes, ou 3,600 litres et de joindre ce dernier volume à celui de CO :

$$3.600 + 1.860 = 5.460 \text{ litres,}$$

pour obtenir le volume de gaz refroidi à 0° et à 760 mm. sortant du générateur et correspondant à la combustion de 1 kilogramme de carbone en CO. La teneur du gaz en CO est

$$\frac{1.860}{5.460} = 0,34, \text{ soit un tiers environ.}$$

La puissance calorifique du gaz se trouve aisément en considérant qu'un kilogramme de carbone dégage 8.000 calories en brûlant en CO<sup>2</sup> et 2.400 calories en brûlant en CO. La combustion de CO en CO<sup>2</sup> donnera donc, en vertu du principe de la conservation de l'énergie, la différence de ces deux chiffres, soit 5.600 calories.

La puissance calorifique du gaz est donc de 5.600 calories par kilogramme de carbone et puisque cette dernière quantité correspond à 5.460 litres de gaz, la puissance calorifique par mètre cube sera

$$\frac{5.600}{5.460} = 1,030 \text{ calories.}$$

Cette valeur calorifique est relativement faible; en effet, le gaz d'éclairage produit au moins 5.000 calories par mètre cube. C'est pourquoi les gaz produits par les gazogènes sont qualifiés de pauvres.

Pour rechercher la quantité d'air que demande la combustion du gaz pauvre, on remarque qu'un kilogramme de charbon de bois traité au générateur produit

$$\left. \begin{array}{l} 3.600 \text{ litres d'azote} \\ \text{mélangé à : } 1.860 \text{ litres de CO} \end{array} \right\} \text{ total } 5.460 \text{ litres.}$$

Pour 22,3 litres de CO, il faut 11,15 litres d'oxygène, soit la moitié.

Donc, il faudra 930 litres de ce dernier gaz pour brûler en CO<sup>2</sup> les 1.860 litres de CO contenus dans les 5.460 litres de gaz pauvre provenant d'un kilogramme de charbon de bois. Or,

930 litres d'oxygène, correspondant à 4.650 litres d'air, chaque mètre cube de gaz pauvre exige donc pour sa combustion

$$\frac{4.650}{5.460} = 0,855 \text{ mètre cube d'air.}$$

La puissance calorifique du mélange sera donc de

$$\frac{1.030}{1,855} = 555 \text{ calories au mètre cube,}$$

ou

$$\frac{555}{1.000} \times 425 = 237 \text{ kilogrammètres par litre.}$$

Telle est l'énergie potentielle du litre de mélange.

Dans le gazogène qui vient d'être décrit, on remarquera deux choses :

la puissance calorifique des gaz pauvres produits n'atteint que 1.030 calories par mètre cube;

la perte de calories par kilogramme de carbone brûlé est de 2.400 calories, soit de 30 % de l'énergie potentielle du combustible.

En somme, en brûlant directement le charbon de bois, on libère 8.000 calories au kilogramme, tandis qu'en brûlant l'oxyde de carbone provenant d'un kilogramme de charbon de bois on perd les 2.400 calories de formation de ce gaz et la différence seule, soit 5.600 calories, reste récupérable.

L'objection qui vient naturellement à l'esprit c'est que l'on ne voit pas l'intérêt que présente dans ces conditions le gazogène, puisque, tout en constituant une complication, il gaspille 30 % de l'énergie. On verra bientôt que pareil jugement constitue une erreur, parce que le rendement thermique du moteur à gaz pauvre est cinq fois plus élevé que celui de la machine à vapeur et que les 225 grammes de charbon de bois que donne 1 kilogramme de bois renferment les deux tiers de la puissance calorifique de ce dernier.

De toutes manières, les chercheurs n'ont pas voulu abandonner sans lutte les 2.400 calories perdues par la combustion du charbon de bois en CO et comme il fallait s'y attendre en pareille matière, les efforts qu'ils ont tentés pour en récupérer une notable proportion n'ont pas été vains.

Le procédé de récupération consiste à additionner un courant de vapeur d'eau au courant d'air qui traverse le générateur.

Cette vapeur est produite dans le vaporisateur décrit plus haut et qui fait habituellement corps avec le générateur.

On sait qu'en contact avec du carbone incandescent, l'eau est dissociée en ses éléments hydrogène et oxygène. Cette dissociation est évidemment endothermique et absorbe 69 calories par molécule-gramme, soit 18 grammes d'eau liquide. Mais l'eau est à l'état de vapeur quand elle entre en contact avec le carbone incandescent; la chaleur de dissociation doit donc être réduite de celle de vaporisation totale, soit 596,8 calories par kilogramme ou 10,7 calories par molécule-gramme. Il faudra donc 58,3 calories pour décomposer une molécule-gramme de vapeur d'eau. On comprend immédiatement que c'est la puissance calorifique dégagée par la combustion du carbone en CO qui fait les frais calorifiques de cette dissociation, puisque celle-ci s'opère au sein du combustible. Il en résulte que l'hydrogène ainsi engendré nous apporte le bénéfice de sa puissance calorifique, qui est de 28.600 calories par kilogramme, comptée jusqu'à formation de vapeur saturée à la pression atmosphérique.

Une minime partie de l'hydrogène libéré se combine avec le carbone pour former du méthane  $\text{CH}_4$ , que l'on trouve en faible teneur dans le gaz sortant du générateur, ce qui constitue un nouveau gain, car l'hydrogène nous donnera, comme l'hydrogène libre considéré plus haut, sa grande puissance calorifique et le carbone brûlera directement en  $\text{CO}_2$  dans le cylindre du moteur, sans passer par l'état intermédiaire désavantageux de CO.

En établissant le bilan de l'opération, on trouve généralement que l'on a reconquis plus de la moitié des calories perdues par la combustion du carbone en oxyde de carbone, soit 1.250 sur 2.400 par kilogramme.

Mais l'addition de vapeur d'eau fait naître un autre avantage qui a sa valeur. En effet, lors de la dissociation de l'eau, il se forme aussi de l'oxygène, qui remplace une quantité égale de ce gaz, que sans addition de vapeur on devrait emprunter à un supplément d'air traversant le générateur, ce qui entraînerait un appauvrissement de la puissance calorifique dû à un apport appréciable d'azote atmosphérique, car l'oxygène n'occupe que le cinquième du volume de l'air.

Le calcul de l'enrichissement du gaz est aisé : Supposant que les 1.250 calories récupérées sur l'oxyde de carbone provenant d'un kilogramme de charbon de bois servent intégralement à

décomposer l'eau, ce qui est assez voisin de la vérité, il se produira

$$\frac{1.250 \times 18}{58,3 \times 9} = 43 \text{ grammes d'hydrogène ou 480 litres}$$

et

$$\frac{1.250 \times 18 \times 8}{58,3 \times 9} = 344 \text{ grammes d'oxygène ou 240 litres.}$$

Les 240 litres d'oxygène ainsi apportés correspondent à 1.200 litres d'air, qui viennent donc en déduction des 4.500 litres que, suivant un calcul précédent, on doit faire passer à travers le générateur pour transformer un kilogramme de charbon de bois en CO.

D'autre part, on a vu que le volume total de gaz sortant du gazogène et correspondant à un kilogramme de carbone s'élevait, sans addition de vapeur, à

5.460 litres.

Avec addition de vapeur d'eau, ce volume devient

$$\begin{array}{r} 5.460 \text{ litres} \\ \text{moins } 1.200 \text{ litres d'air} \\ \hline 4.260 \text{ litres,} \end{array}$$

auxquels il convient d'ajouter le volume d'hydrogène, soit 480 litres; d'où, au total, 4.740 litres.

Mais un quart environ de l'hydrogène se transforme en méthane CH<sup>4</sup> au contact du carbone et il en résulte une contraction de moitié, en raison de la formule moléculaire du méthane. Il faut donc encore retrancher un huitième du volume de l'hydrogène, soit 60 litres. Le volume final de gaz pauvre sera donc, avec addition de vapeur d'eau et pour 1 kilogramme de carbone,

4.680 litres,

possédant un pouvoir calorifique qui, suivant les hypothèses et calculs précédents, s'élève à

$$5.600 + 1.250 = 6.850 \text{ calories,}$$

ou

$$\frac{4.680}{6.850} = 1,465 \text{ calories par mètre cube.}$$

On se rappellera que, sans addition de vapeur d'eau, la puissance calorifique était de 1.030 calories au mètre cube.

On voit que le gain dû à la vapeur d'eau est loin d'être négligeable, puisqu'elle nous lègue, à titre gratuit, 1.250 calories, qui seraient perdues sans son intervention, ce qui porte le rendement thermique du gazogène

$$\text{de } \frac{5.600}{8.000} = 0,7 \quad \text{à } \frac{6.850}{8.000} = 0,86.$$

En outre, elle fait passer le pouvoir calorifique du gaz de 1.030 calories à 1.465 calories par m<sup>3</sup>, soit un accroissement de 42 %.

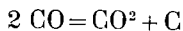
Cette dernière considération a une influence favorable sur le rendement thermique du moteur.

On comprend maintenant que, lorsqu'au début de cette étude on a montré les avantages de l'allure chaude sur la composition des gaz produits dont elle réduisait la teneur en CO<sup>2</sup>, on ait fait entrevoir qu'il en résultait un autre bénéfice. On en trouve l'explication dans les développements qui précèdent, car cette même allure entraîne la possibilité de décomposer en ses éléments une plus grande quantité d'eau, ce qui améliore le rendement thermique de l'appareil et enrichit les gaz.

Sans addition de vapeur d'eau, la composition théorique des gaz produits serait, comme nous l'avons vu précédemment,

$$\begin{array}{r} 34 \text{ volumes de CO — Oxyde de carbone} \\ 66 \text{ volumes de N — Azote} \\ \hline 100 \end{array}$$

En réalité, il n'est pas possible, quoi qu'on fasse, d'empêcher totalement la réaction



de se produire, notamment au cours du refroidissement. En outre, il se peut qu'une partie du CO<sup>2</sup> produit dans la zone de combustion échappe à la conversion en CO lors de la traversée des couches supérieures de charbon de bois.

Dans ces conditions, on trouve généralement une teneur en CO<sup>2</sup> égale en volume au tiers de celle de CO et la composition devient la suivante :

$$\begin{array}{r} 7 \text{ volumes de CO}^2 \\ 21 \text{ volumes de CO} \\ 72 \text{ volumes de N} \end{array}$$



Avec addition de vapeur d'eau apparaissent, comme on l'a vu, deux nouveaux gaz : le méthane  $\text{CH}^4$  et l'hydrogène H et le gazogène donne un produit constitué suivant la formule

2,5 volumes de $\text{CH}^4$
15 volumes de H
25 volumes de CO
8 volumes de $\text{CO}^2$
49,5 volumes de N,

qui ne doit être considérée que comme une moyenne, car il est aisé de comprendre que l'allure, le volume d'air, le volume de vapeur d'eau, l'épaisseur de la couche de charbon de bois jouent un rôle dans la composition du gaz produit.

En vérifiant le pouvoir calorifique de pareil gaz, on trouve que

25 litres de $\text{CH}^4$ contiennent	13,5 gr. de C. et 4,5 gr. d'H.
150 litres d'H	contiennent 13,5 gr. d'H.
250 litres de CO	contiennent 134 gr. de C.

Par la combustion de ces éléments,

13,5 grammes de C libéreront	110 calories
4,5 grammes d'H libéreront	155 calories
13,5 grammes d'H libéreront	466 calories
134 grammes de C libéreront	750 calories (CO en $\text{CO}^2$ ),
soit au total :	<u>1.481 calories par mètre cubes.</u>

On voit que le calcul direct donne une valeur très voisine de celle obtenue dans les développements relatifs à l'addition de vapeur d'eau et qui était de 1.465 calories.

Le volume d'air nécessaire à la combustion d'un mètre cube du gaz considéré se calcule comme suit :

13,5 grammes de C demandent	36 grammes d'O
18 grammes d'H demandent	144 grammes d'O
134 grammes de C demandent	178 grammes d'O (CO en $\text{CO}^2$ )
soit au total :	<u>358 grammes d'O</u> ou 250 litres

d'oxygène, ce qui correspond à 1.250 litres d'air.

La puissance calorifique du mélange sera donc

$$\frac{1.481}{2,250} = 660 \text{ calories au mètre cube.}$$

L'équivalent mécanique correspond à

$$\frac{660 \times 427}{1.000} = 282 \text{ kilogrammètres par litre.}$$

En pratique, cette valeur de l'énergie potentielle du litre de mélange ne peut être atteinte, car il faut considérer qu'il y a lieu de prévoir un excès d'air qui, en l'occurrence, peut atteindre 20 %.

Le volume devient alors

$$1.000 + 1.250 + 0,2 \times 1.250 = 2.500 \text{ litres}$$

et la puissance calorifique par mètre cube de mélange tombe à :

$$\frac{1.481}{2,500} = 590 \text{ calories.}$$

L'énergie potentielle par litre de mélange se réduit à :

$$\frac{590}{1.000 \times 427} = 253 \text{ kilogrammètres.}$$

L'échauffement produit à la fin de la course d'aspiration porte la température des gaz à 70° C. environ; l'énergie par litre s'en trouve réduite dans le rapport de

$$\frac{273}{T} = \frac{273}{343} = 0,8$$

et devient donc  $253 \times 0,8 = 205$  kilogrammètres par litre de mélange.

Si l'on considère un rendement thermique de 0,28 pour le moteur, ce qu'il est aisé d'obtenir, comme on le verra plus loin, l'énergie réellement développée derrière le piston devient  $205 \times 0,28 = 57,5$  kilogrammètres par litre de mélange.

Il faut encore réduire ce résultat, pour tenir compte du rendement organique du moteur, qui, dans les engins heureusement conçus et construits suivant les règles de l'art, atteint et dépasse même 0,9.

Il résulte que l'on obtient

$$57,5 \times 0,9 = 52 \text{ kilogrammes par litre.}$$

Lors de l'achat d'un moteur, on peut, au moyen de cet élément, vérifier approximativement et par un calcul rapide, la

puissance effective, celle disponible sur la poulie ou le volant, alléguée par le constructeur.

A titre d'exemple, soit un moteur à gaz pauvre ayant un cylindre de 200 mm. d'alésage, 300 mm. de course et tournant à 180 tours par minute.

Comme on suppose le cycle à quatre temps, il n'y a qu'une aspiration tous les deux tours et le volume aspiré par seconde est

$$V = \frac{3,14 \times 4 \times 3 \times 180}{4 \times 2 \times 60} = 14 \text{ litres};$$

à 52 kilogrammètres par litre, la puissance effective est

$$\frac{14 \times 52}{75} = 10 \text{ C. V.}$$

Il a été établi précédemment que le rendement thermique croissait avec le taux de compression, mais que celui-ci était limité par l'inconvénient d'inflammation des gaz, la température de ceux-ci croissant évidemment avec le degré de compression.

La température d'inflammation spontanée des mélanges varie suivant la nature et la teneur des gaz mélangés. Dans le cas des moteurs à gaz pauvre, seuls l'hydrogène et le méthane sont à craindre à cet égard. A cause de leur faible teneur, qui ne dépasse pas 6 % pour le premier et 1 % pour le second, on peut admettre des pressions finales de compression allant jusqu'à 12 kilogrammes par centimètre carré, alors que dans les moteurs à essence on reste toujours sous 7 kilogrammes.

On peut en conclure que les moteurs à gaz pauvre construits suivant ce principe, généralement adopté, présentent un rendement thermique élevé, qui peut aller jusqu'à 0,30.

Mais n'est-il pas plus avantageux de brûler le bois, tel quel, sur la grille d'une chaudière à vapeur alimentant une machine à vapeur, plutôt que de faire le détour qui consiste à carboniser le bois et d'utiliser le charbon de bois qui en résulte dans un gazogène qui fournit le gaz pauvre à un moteur à explosion?

On peut supposer qu'un stère de bois congolais pèse environ 360 kilogrammes et revient actuellement, suivant les régions, de 6 à 15 francs rendu près de la chaudière. On sait, d'autre part, que le pouvoir calorifique de ce bois est d'environ 2.500 calories au kilogramme et qu'un cheval-heure, soit 270,000 kilogrammètres, a un équivalent calorifique de 635 calories. Les

essais effectués en Afrique montrent que la proportion de bois obtenue par carbonisation dans de grandes meules établies en plein air atteint, suivant les essences et la conduite de l'opération, de 20 à 25 % du poids du bois mis en œuvre. En volume, le rapport varie de 50 à 75 %.

Soient  $B$  le poids d'un stère de bois et  $p$  le pouvoir calorifique.

La quantité théorique de bois exprimée en adoptant le stère pour unité et possédant un potentiel calorifique d'équivalence mécanique de 270,000 kilogrammètres sera

$$\frac{635}{B \times p}$$

Si  $D$  est le coût du stère et  $R_c$  le rendement total d'une machine à vapeur, c'est-à-dire celui qui envisage, d'une part, l'énergie recueillie sur la poulie et, d'autre part, le pouvoir calorifique du bois brûlé sur la grille, la quantité réelle de bois consommée par cheval-heure coûtera

$$\frac{635 D}{B p R_c}$$

Considérant un gazogène alimenté au charbon de bois et un moteur à gaz pauvre, si  $r$  est le rapport du poids de charbon de bois obtenu au poids de bois carbonisé, et  $m$  un coefficient qui, multiplié par le coût du bois à carboniser, donne comme produit le coût du charbon de bois obtenu,

$m$  est donc plus grand que l'unité;

$Q$  étant un poids donné de bois et  $q$  le poids de charbon de bois correspondant, on aura

$$\frac{q}{Q} = r.$$

Si  $d$  est le prix de l'unité de poids de charbon de bois,  $m$  sera donné par l'expression

$$m \times \frac{Q}{B} \times D = q \times d, \text{ qui peut s'écrire } d = \frac{m \times D}{B \times r}$$

Si  $R_g$  est le rendement du gazogène,

$R_m$  le rendement total thermique et mécanique du moteur à gaz pauvre,

$p$ , le pouvoir calorifique du charbon de bois,

le coût du charbon de bois réellement consommé dans le gazogène pour produire un cheval-heure sur la poulie du moteur sera

$$\frac{635 m D}{R_g R_m \rho_1 B \rho}$$

qui peut s'écrire

$$\frac{635 D}{B \rho R_v} \cdot \frac{m \rho R_v}{R_g R_m \rho_1 r}$$

Mais la première partie de cette expression est égale, comme on peut le voir plus haut, au coût du bois brûlé sur la grille d'une chaudière pour produire un cheval-heure sur la poulie d'une machine à vapeur.

Il suffira donc d'étudier la variation du facteur

$$\frac{m \rho R_v}{R_g R_m \rho_1 r}$$

et de démontrer que dans les régions forestières de la Colonie il est toujours sensiblement inférieur à l'unité, pour prouver du même coup qu'au point de vue du coût du combustible, le moteur à gaz pauvre avec gazogène alimenté au charbon de bois est plus avantageux que la machine à vapeur avec chaudière chauffée au bois. Cette considération ne tient évidemment compte ni de l'amortissement de l'installation, ni des frais d'entretien, mais on verra plus tard que la conclusion n'est pas changée par ces derniers éléments.

A l'exception de  $m$  et de  $r$ , qui sont variables, le premier, suivant le coût de la main-d'œuvre, le coût du transport et la nature des bois, le second, suivant ce dernier élément, les autres facteurs peuvent être considérés comme constants dans le cas qui n'envisage que de faibles puissances, et présentent les valeurs moyennes suivantes :

$$\begin{aligned} p &= 2.500 \\ R_v &= 0,05 \\ R_g &= 0,75 \text{ (théorique 0,86);} \\ R_m &= 0,25 \\ \rho_1 &= 8.000 \end{aligned}$$

l'expression considérée devient ainsi  $0,083 \frac{m}{r}$ .

Suivant la nature du bois, l'importance des transports, le coût de la main-d'œuvre,  $m$  peut varier de 1,25 à 2 et  $r$  oscille entre 0,2 et 0,25 comme on l'a vu plus haut.

Les conditions les plus défavorables au moteur à gaz pauvre correspondront à la valeur la plus élevée du rapport  $\frac{m}{r}$ , qui est atteinte pour  $m=2,0$  et  $r=0,2$ , ce qui donne

$$0,083 \frac{2,0}{0,2} = 0,83.$$

Par contre, les conditions les plus favorables au moteur à gaz pauvre se réaliseront lorsque  $m=1,25$  et  $r=0,25$ ; d'où

$$0,083 \frac{1,25}{0,25} = 0,42.$$

Donc, dans la première hypothèse, l'économie réalisée est de 17 %; dans la seconde elle est de 58 %, en se basant sur le coût du bois consommé par une chaudière alimentant une machine à vapeur.

La conclusion est la suivante :

La machine à vapeur avec chaudière chauffée au bois est la source idéale de force motrice pour la moyenne et la petite industrie coloniale, lorsque le prix de revient de l'énergie ne joue pas un rôle primordial dans le coût du produit fabriqué, car aucun moteur ne peut soutenir la comparaison avec une machine à vapeur bien construite, au point de vue de la simplicité de conception, de la facilité de conduite, de la souplesse, de l'économie et de l'aisance de l'entretien, de la durée de service, du coût de premier établissement. Lorsque l'économie de production de l'énergie est de rigueur, la machine à vapeur peut encore, dans bien des circonstances, être victorieuse dans la comparaison avec d'autres sources de force motrice, quoique dans d'autres cas la réalisation de cette économie exigera l'adoption du moteur Diesel ou du moteur à gaz pauvre, parce que le rendement thermique élevé de ces engins, allié à l'abondance et au coût réduit du combustible approprié, permettra la création de l'énergie à moindre prix.

Le gazogène et le moteur à gaz pauvre sont de conduite et d'entretien plus complexes que la machine à vapeur; en outre, ils s'accoutument mal de brusques et fréquentes variations de charge.

Dans ces conditions, le choix du gaz pauvre n'est légitime que si le prix de revient de l'énergie joue un rôle, si la charge du moteur reste sensiblement constante et qu'enfin le prix de revient du cheval-heure soit inférieur à celui obtenu avec la

machine à vapeur, de façon à équilibrer la supériorité de ce dernier engin aux divers points de vue cités plus haut.

Bref, si un moteur à gaz pauvre pouvait produire l'énergie aux neuf dixièmes du prix réalisé par un moteur Diesel ou une machine à vapeur, on donnerait encore la préférence à l'un de ceux-ci, parce que l'économie de 10 % du premier ne compense pas, semble-t-il, les avantages cités plus haut que présentent les derniers et auxquels on ne peut que difficilement attribuer une valeur concrète.

Si l'on suppose que le moteur à gaz pauvre ne devient intéressant que s'il présente une économie de 25 % sur la machine à vapeur, on aura

$$0,083 \frac{m}{r} = 0,75; \quad \text{d'où } \frac{m}{r} = 9.$$

Or, on sait que  $m$  varie de fr. 1.25 à 2 francs et que  $r$  est toujours compris entre 0,2 et 0,25; le cas limite considéré sera donc défini, suivant les régions, par les valeurs suivantes de ces éléments, prises deux à deux :

$m=1,3$	$r=0,145$
$m=1,4$	$r=0,155$
$m=1,5$	$r=0,166$
$m=1,6$	$r=0,177$
$m=1,7$	$r=0,190$
<hr/>	
$m=1,8$	$r=0,200$
$m=1,9$	$r=0,211$
$m=2,0$	$r=0,220$
<hr/>	
$m=2,1$	$r=0,235$
$m=2,2$	$r=0,245$
$m=2,3$	$r=0,255$
$m=2,4$	$r=0,268$

Comme  $r$  n'est jamais inférieur à 0,2 et que  $m$  ne dépasse pas 2, les seuls couples de valeurs qui puissent être envisagés comme correspondant à une économie de 25 % sur la machine à vapeur sont compris entre les deux traits horizontaux.

Il convient de répéter que l'évaluation ci-dessus pourra toujours être modifiée suivant les circonstances et que l'on pourra obtenir, *mutatis mutandis*, par la méthode exposée, les valeurs des éléments envisagés.

## ANNEXE N° VI

**TURBINE HYDRAULIQUE**

Il convient de remarquer, si l'on veut s'éviter des déboires, qu'avant de passer à la réalisation de l'utilisation de forces hydrauliques, il est indispensable de procéder à l'étude approfondie du régime de la rivière de laquelle on veut capter l'énergie. Il faut connaître de manière aussi précise que possible, et pour une période relativement étendue, les niveaux d'étiages et de crues et les quantités d'eau dont on peut disposer en saison sèche et en saison des pluies. Dans les régions torrides, le régime des pluies est moins uniforme que dans les régions tempérées et les durées d'étiage peuvent y être fort longues. Avant toute décision, il est naturel qu'il faut s'assurer que le débit est suffisant à l'étiage, car s'il n'en était pas ainsi, on serait obligé de recourir pendant cette période à une autre source de force motrice. Pour mesurer le débit d'une rivière, on peut utiliser notamment le moulinet Woltmann, le procédé du flotteur, le procédé du déversoir. Quel que soit le dispositif employé, il convient de choisir un endroit de la rivière où sur une certaine longueur, 20 mètres par exemple, la pente et le profil en travers restent à peu près constants, c'est-à-dire un endroit où les filets liquides cheminent à peu près en ligne droite et sont parallèles.

Le moulinet Woltmann comporte une hélice munie d'un compteur de tours; la vitesse du courant est liée à la vitesse de rotation de l'hélice suivant une loi expérimentale établie par le constructeur et donnée avec l'appareil. On divise le profil de la rivière en sections; dans chacune de celles-ci on mesure la vitesse au moins en trois niveaux. On prend la moyenne de ces trois vitesses et on la multiplie par la surface de la section. En additionnant le débit de toutes les sections on obtient le débit total.

Pour la méthode par flotteur, on jette à l'eau un objet flottant allongé : une bûche de bois ou une bouteille. On mesure le temps nécessaire à cet objet pour parcourir une distance déterminée, par exemple 20 mètres de l'endroit choisi pour la mesure du débit; on obtient ainsi la vitesse du flotteur. En effectuant cette mesure en différents points de la surface, on obtient la vitesse moyenne de surface. On admet que la vitesse moyenne



$V_m$  de la section considérée est égale aux quatre cinquièmes de la vitesse moyenne superficielle  $V_s$ . Le débit  $Q$  est égal au produit de cette vitesse moyenne par la section  $S$ ; en d'autres termes, on a

$$Q = V_m \times S = 0,8 V_s \times S.$$

La méthode du déversoir peut s'appliquer lorsque la largeur de la rivière ne dépasse pas 5 à 6 mètres. Ce déversoir est constitué d'une planche dans laquelle on découpe une échancrure rectangulaire à bords taillés en biseau, pour réaliser l'orifice en mince paroi que demande l'application des lois de l'hydrodynamique. La longueur de l'échancrure importe peu, mais il vaut néanmoins mieux de lui donner une valeur telle que l'épaisseur de la nappe qui s'écoule ait au moins 6 à 7 centimètres.

Lorsque les niveaux d'eau, à l'amont et à l'aval, sont devenus immuables, on mesure l'épaisseur de la nappe, non pas au droit du barrage, où elle est déformée par l'écoulement, mais à 1 mètre environ à l'amont, en un endroit où le plan supérieur de l'eau est tranquille. Le tableau ci-après donne les valeurs du débit en litres par seconde et par mètre de longueur de l'échancrure découpée dans le barrage pour différentes épaisseurs de la nappe.

Épaisseur en cm.	Débit en litres par seconde et par mètre de longueur de l'échancrure.	Épaisseur en cm.	Débit en litres par seconde et par mètre de longueur de l'échancrure.
5	22	16	126
6	29	17	137,5
7	36	18	150
8	44,5	19	162,50
9	53	20	176
10	62	21	189
11	72	22	202
12	81	23	216
13	92	24	231
14	103	25	245
15	114		

Pour écrire les relations qui existent entre les débit, hauteur, puissance, on suppose :

$Q$  = débit en litres par seconde;

$H_1$  = hauteur de chute totale brute en mètres;

$r$  = rendement de la turbine (souvent de l'ordre de 0,75);

$m$  = coefficient par lequel il faut multiplier  $H_1$  pour obtenir la hauteur de chute totale nette, celle-ci étant égale à la hauteur brute moins les pertes de charge dans le canal d'aménée, les conduites et la turbine elle-même;

$N$  = la puissance sur l'arbre de la turbine, en chevaux-vapeur.

On obtient :

$$\text{puissance théorique : } QH_1 \text{ kilogrammètres} = \frac{QH_1}{75} \text{ CV;}$$

$$N = \frac{QmH_1r}{75} = \frac{QH_2}{75};$$

$$Q = \frac{75N}{mH_1r} = \frac{75N}{Hr}.$$

Si, par exemple, on désire  $N=50$  CV, avec  $H_1=25$  m.,  $m=0,9$  et  $r=0,75$ , on aura

$$Q = \frac{75 \times 50}{0,9 \times 25 \times 0,75} = 220 \text{ litres par seconde.}$$

Il est évident que pour satisfaire au but de cette étude, lequel est de rechercher un moyen économique de production d'une faible puissance, il faudra que les frais de premier établissement des travaux hydrauliques et des turbines avec leurs accessoires soient relativement peu élevés et ne puissent dépasser une valeur limite à définir.

Si cette condition n'était pas remplie, l'amortissement dont il faut charger chaque cheval-heure rendrait le prix de revient de celui-ci onéreux par comparaison avec d'autres sources d'énergie.

On peut en conclure immédiatement que la force hydraulique ne pourra être adoptée au Congo que lorsque la nature se montrera prodigue en faveurs, permettant une installation de coût comparativement réduit.

En général, ces conditions ne peuvent être remplies que pour des rivières ayant un cours torrentueux et encaissé. Malheureusement, il se produira fréquemment que de pareils cours d'eau auront un régime essentiellement irrégulier, présentant une alternance de crues violentes et de sécheresse, ce qui obligerait, au cours de certaines périodes, d'emprunter l'énergie à une autre source; or, ceci, pour des raisons de prix de revient, sera généralement inadmissible.

Il en serait autrement si l'on considérait des industries saisonnières dont la période d'activité coïnciderait avec la saison des pluies.

Si l'on considère de faibles puissances et des cours d'eau torrentueux et encaissés, il arrivera souvent que l'on doive procéder à la captation en élevant à l'amont un barrage de faible hauteur, deux à trois mètres par exemple, n'ayant d'autre but que celui de créer un réservoir auquel on pourra raccorder un canal d'amenée.

Ce barrage devra être pourvu d'un déversoir qui permette à l'eau qui n'est pas utilisée de poursuivre son chemin naturel; il devra être assis sur une fondation solidement établie et comporter un poids et une cohésion suffisante des éléments qui le constituent, pour que lors des assauts impétueux qu'il devra nécessairement subir au cours de tornades, plus ou moins fréquentes suivant les régions, il puisse résister victorieusement.

Il est évidemment très difficile, sinon impossible, de soumettre pareille sollicitation dynamique au calcul, parce que d'abord elle est complexe en elle-même, comme on peut s'en rendre compte par l'observation du phénomène, qui présente des remous, des tourbillons, des intumescences que l'on ne peut traduire en hypothèse, enserrant la vérité d'assez près et exprimables au moyen de relations analytiques, et qu'ensuite on ne dispose généralement pas d'éléments d'observation embrassant une période suffisamment longue pour que l'on puisse affirmer qu'elle comprend les paroxysmes au cours desquels les effets ont atteint les valeurs les plus élevées qui soient à considérer.

Il en résulte qu'il faut concevoir généreusement semblable ouvrage et le réaliser en ne mettant en œuvre que des matériaux de qualité.

Tout barrage sera construit avec un fruit à l'amont et à l'aval et avec une base soigneusement encastrée dans le roc sous-jacent.

Pour procéder au calcul approximatif des sollicitations on peut raisonner comme suit :

Soit une veine liquide venant frapper normalement toute la surface amont du barrage et ayant une vitesse uniforme en grandeur et en direction en tous les points de la masse.

On admet que toute la force vive de l'eau en mouvement est amortie par le barrage.

Soit  $S$ , la surface frappée par l'eau et supposée plane et soit  $l$  le déplacement de celle-ci pendant le temps  $t$ .

La force vive de l'eau correspondant à ce déplacement  $l$  sera

$$\frac{S l V^2}{2g}.$$

Si  $p$ , pression par unité de surface, est supposée uniforme sur toute la surface, on pourra écrire, considérant le mouvement relatif du barrage par rapport à l'eau,

$$\frac{S l V^2}{2g} = p S l;$$

d'où

$$p = \frac{V^2}{2g}.$$

Pour une vitesse de 10 mètres par seconde, ce qui est déjà considérable et exceptionnel, la pression atteindrait

$$p = \frac{V^2}{2g} = \frac{100}{19,62} = 5,20 \text{ m.},$$

c'est-à-dire 5.200 kilogrammes par mètre carré. Mais il est intéressant de rechercher ce qu'il advient lorsque la veine liquide frappe obliquement la face amont.

Soient une inclinaison  $\alpha$  de celle-ci sur l'horizon et une hauteur verticale  $h$ .

Considérant un tronçon de barrage de largeur égale à l'unité, la surface du tronçon sera

$$\frac{h}{\sin \alpha}.$$

En raison de l'inclinaison, la pression par unité de surface deviendra

$$\frac{V^2}{2g} \sin \alpha.$$

En outre, cette même inclinaison fait naître une composante tangentielle qui est sans action, de telle sorte que la pression normale aura pour expression dans le cas considéré — hauteur verticale  $h$ , inclinaison  $\alpha$ , largeur égale à l'unité, vitesse  $V$  de l'eau :

$$\frac{h V^2}{2g} \sin \alpha.$$

Mais c'est la composante horizontale de la pression normale,

qui tend à renverser le barrage ou à le faire glisser sur ses fondations qui intéresse. Elle a pour expression

$$\frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha.$$

On se rend immédiatement compte de l'influence favorable que présente l'inclinaison; en effet, pour une vitesse déterminée de l'eau, la poussée horizontale varie comme le carré du sinus de l'inclinaison et décroît donc très rapidement avec l'angle de celle-ci.

On peut le montrer de façon concrète, en déterminant la composante horizontale pour une vitesse de l'eau égale à 10 mètres par seconde pour  $h$ , hauteur verticale de 2 m., et pour un fruit à l'amont de 1 sur 1/2, de 1 sur 1 et de 1 sur 2.

Pour un fruit de 1 sur 1/2 on aura

$$\frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha = \frac{2 \times 100}{19,62} \times 0,8 = 8,3,$$

soit 8.300 kilogrammes.

Pour un fruit de 1 sur 1 on aura

$$\frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha = \frac{2 \times 100}{19,62} \times 0,50 = 5,2,$$

soit 5.200 kilogrammes.

Pour un fruit de 1 sur 2 on aura

$$\frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha = \frac{2 \times 100}{19,62} \times 0,2 = 2,05,$$

soit 2.050 kilogrammes.

Pour déterminer la valeur de la poussée statique, ainsi que son point d'application, on considère une paroi plane inclinée d'un angle  $\alpha$  sur l'horizon. La pression subie par un élément  $dx$  à une profondeur  $x$  mesurée verticalement sera pour une largeur égale à l'unité,

$$dq = x dx \times \frac{1}{\sin \alpha};$$

d'où

$$q = \frac{1}{\sin \alpha} \cdot \frac{x^2}{2},$$

et pour une hauteur verticale,  $h$

$$q = \frac{1}{\sin \alpha} \frac{h^2}{2}$$

Pour trouver le point d'application, il faut remarquer que les pressions croissent linéairement avec la profondeur; leur diagramme est donc un triangle et le centre de poussée se trouve donc nécessairement au premier tiers compté à partir du fond.

La stabilité de l'ouvrage pourra être ruinée sous l'action des forces dues aux poussées statiques et dynamiques, par glissement sur le terrain sous-jacent, par renversement et aussi par flexion entre les deux parois de l'encaissement.

En raison de la faible hauteur du barrage et du profil choisi : paroi avec fruit de 1 sur 2 à l'amont, paroi verticale à l'aval, il n'y a pas lieu de considérer de fatigue de compression des matériaux ni de traction à l'amont due à la poussée dynamique, pas plus qu'à la poussée statique. En effet, l'hypothèse d'un fruit de 1 sur 2 à l'amont entraîne pour le rapport de la composante verticale à cette horizontale de toute force agissant normalement à la surface amont, la valeur 2.

Si  $P$  est la composante horizontale de la poussée dynamique agissant au milieu du plan amont,  $2P$  sera la composante verticale; les fatigues de compression et de flexion seront respectivement,  $l$  étant l'épaisseur de l'ouvrage à la base et l'autre dimension étant l'unité, la hauteur verticale étant  $h$ ,

$$t_c = \frac{2P}{l}; \quad t_f = \frac{3Ph}{l^2} = \frac{3P}{2l};$$

on voit immédiatement que la fatigue par flexion sera toujours inférieure d'un quart à la fatigue de compression, et par conséquent il y aura toujours compression en tous les points du massif.

A l'aval, la fatigue sera

$$\frac{2P}{l} + \frac{3P}{2l} = \frac{7P}{2l},$$

à l'amont,

$$\frac{2P}{l} - \frac{3P}{2l} = \frac{P}{2l}.$$

La poussée statique n'apportera aucune modification à cette conclusion, car elle agit au premier tiers compté à partir du

bas et son inclinaison la fait nécessairement tomber dans le tiers central, condition suffisante pour qu'il ne se produise aucun effet de traction.

Après les développements précédents il suffira de vérifier la stabilité de l'ouvrage contre le renversement, le glissement et la flexion;  $n$  étant le coefficient de sécurité contre le renversement, on aura, en considérant les composantes horizontales et verticales des poussées statique et dynamique, de même qu'une tranche de profil d'épaisseur égale à l'unité et une densité  $d$  de 2.000 kilogrammes ap mètre cube.

$$\begin{aligned} & \frac{2}{3} h \times dh^2 + h \frac{hV^2}{2g} \sin \alpha \cos \alpha \\ & + 4 \frac{h}{3} \cdot \frac{h^2 \cos \alpha}{2 \sin \alpha} = n \left( \frac{h}{2} \cdot \frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha + \frac{h}{3} \cdot \frac{h^2}{2} \right) \\ & 1,33 \times 2000 \times 4 + \frac{400,000}{19,62} \cdot \frac{1}{\sqrt{5}} \cdot \frac{2}{\sqrt{5}} \\ & + 2,66 \times 2000 \times 2 = n \left( \frac{400,000}{39,24} \frac{1}{5} + 0,67 \times 2000 \right); \end{aligned}$$

d'où

$$n = \frac{29,500}{3,400} = 8,5.$$

Il convient de remarquer que dans l'expression qui précède, comme d'ailleurs dans celles qui suivent,

le  $h$  correspondant à une hauteur s'exprime en mètres, c'est-à-dire par le nombre 2;

le  $h$  correspondant à une pression s'exprime en kilogrammes par mètre carré, c'est-à-dire par le nombre

$$0,2 \times 100 \times 100 \text{ ou } 2.000.$$

La valeur de 8,5 trouvée comme coefficient de sécurité contre le renversement est un peu élevée, mais il faut vérifier la stabilité contre le glissement avant de songer à amaigrir le profil.

La relation déterminant la stabilité contre le glissement, en admettant 0,7 pour valeur de la tangente de l'angle de frottement de la maçonnerie ou du béton sur le roc sous-jacent, est

$$\begin{aligned} & 0,7 \left( dh^2 + \frac{hV^2}{2g} \sin \alpha \cos \alpha + \frac{h^2 \cos \alpha}{2 \sin \alpha} \right) = m \left( \frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha + \frac{h^2}{2} \right). \\ & 0,7 \left( 2,000 \times 4 + \frac{200,000}{19,62} \cdot \frac{1}{\sqrt{5}} \cdot \frac{2}{\sqrt{5}} + 2,000 \times 2 \right) = m \frac{200,000}{19,62} \frac{1}{5} + \frac{4,000}{2} \end{aligned}$$

d'où

$$m = \frac{11,400}{4,050} = 2,8;$$

ce coefficient est un peu fort.

Avec un profil triangulaire rectangle comme le précédent, dont le côté vertical de l'angle droit, c'est-à-dire la face aval, a, comme toujours, une hauteur de 2 mètres, mais dont le côté horizontal n'a que 3 mètres de longueur, au lieu de 4 précédemment, l'hypothénuse est inclinée de 1 sur 1,5 et l'équation de stabilité contre le renversement est

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} h \times \frac{3}{4} dh^2 + \frac{3}{4} h \cdot \frac{hV^2}{2g} \sin \alpha \cos \alpha \\ & + h \cdot \frac{h^2 \cos \alpha}{2 \sin \alpha} = n \left( \frac{h}{2} \cdot \frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha + \frac{h}{3} \times \frac{h^2}{2} \right) \\ & 6,000 + 7,100 + 6,000 = n (3,150 + 1,350); \end{aligned}$$

d'où

$$n = \frac{19,100}{4,500} = 4,2,$$

ce qui est suffisant.

Le coefficient de sécurité contre le glissement est

$$\begin{aligned} 0,7 \left( \frac{3}{4} dh^2 + \frac{hV^2}{2g} \sin \alpha \cos \alpha + \frac{h^2 \cos \alpha}{2 \sin \alpha} \right) &= n \left( \frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha + \frac{h^2}{2} \right) \\ 0,7 (6,000 + 4,700 + 3,000) &= m (3,150 + 2,000); \end{aligned}$$

d'où

$$m = \frac{9,600}{5,150} = 1,85;$$

ce coefficient devrait être considéré comme insuffisant, mais il peut être admis, parce qu'il s'applique à un profil théorique dont la surface devra être accrue pour faire disparaître les angles aigus et la paroi verticale. En outre, ce profil doit être complété par une semelle de fondation dont il est solidaire. Enfin, on crée un supplément de résistance au glissement en taillant le roc des fondations en gradins et redans dans lesquels l'ouvrage est encastré, car il est évident qu'un barrage appelé à subir les sollicitations envisagées ne peut être assis que sur la roche saine, inafouillable et impénétrable à l'eau; les mêmes



qualités doivent caractériser les parois de l'encaissement. Il faudrait plutôt abandonner la réalisation de l'ouvrage si le sol n'était pas tel. En effet, si l'eau pouvait pénétrer sous les fondations, ou le long des parois de l'encaissement, la stabilité serait compromise à bref délai. En outre, si la maçonnerie ou le béton reposaient directement sur de la terre, le coefficient de frottement tomberait de moitié et même au-dessous si c'était de l'argile. D'après la relation précédente, le coefficient de sécurité contre le glissement serait réduit dans la même proportion, et tombant ainsi sous l'unité, l'ouvrage serait emporté sous l'action des sollicitations que nous avons admises.

Pour se ménager un autre supplément de résistance, on donne à la vue en plan du barrage une forme cintrée de voûte circulaire, l'extrados étant en amont, l'intrados en aval. Le rayon peut être égal à la corde en crête, c'est-à-dire à la distance qui sépare les deux parois de l'encaissement, mesurée au sommet de l'ouvrage.

Le profil considéré plus haut peut être complété par une semelle de 30 centimètres d'épaisseur moyenne avec gradins et redans. La semelle débordera de 50 centimètres en amont, de 1<sup>m</sup>25 en aval, le profil triangulaire. Sur le 1<sup>m</sup>25 en aval on accollera au triangle un trapèze ayant 75 centimètres de côté, à la base et 25 centimètres au sommet. Cette dernière dimension fait disparaître l'angle aigu vulnérable du triangle primitif.

En définitive, la section droite de l'ouvrage aura ainsi 5,4 mètres carrés de surface et un total de 57 mètres cubes en considérant un rayon de cintrage de 10 mètres, mesuré à partir du centre de gravité du profil.

Le calcul montre que le centre de gravité de ce profil se trouve à 2<sup>m</sup>05 de distance horizontale de l'arête extrême aval de la semelle. Une dernière vérification des coefficients de calcul donne successivement

$$2,05 \times 2,000 \times 5,4 + 2,75 \frac{20,000}{19,62} 0,56 \times 0,83 + 3,25 \frac{4,000}{2} \times 1,5 =$$

$$n \left( 1,30 \times \frac{20,000}{19,62} \times 0,31 + 1,07 \times \frac{4,000}{2} \right)$$

$$22,200 + 13,000 + 9,750 = n (4,100 + 2,140);$$

d'où

$$n = \frac{44,950}{6,240} = 7,1$$

$$0,7 \left( 10,800 + \frac{200,000}{19,62} 0,56 \times 0,83 + \frac{4,000}{2} \times 1,5 \right) =$$

$$m \left( \frac{200,000}{19,62} \times 0,31 + \frac{4,000}{2} \right)$$

$$0,7 (10,800 + 4,700 + 3,000) = m (3,140 + 2,000)$$

$$m = \frac{13,000}{5,140} = 2,5.$$

Le coefficient de sécurité contre le renversement est donc 7,1, ce qui est un chiffre élevé; il ne convient cependant pas d'amalgamer le profil, car le coefficient de sécurité contre le glissement n'a que la valeur qui convient, soit 2,5.

Comme il fallait, les calculs précédents ont été complétés en considérant isolément la partie du barrage située au-dessus d'un plan horizontal passant à 1 mètre sous la crête de l'ouvrage, et l'on a trouvé :

coefficient de sécurité contre le renversement 2,1;

coefficient de sécurité contre le glissement 1,9;

ces valeurs peuvent être considérées comme satisfaisantes.

Il reste à examiner la résistance à la sollicitation de flexion; celle-ci n'est en réalité pas à envisager. En effet, on peut considérer, d'après le mode de calcul adopté, que si l'on découpe le barrage suivant sa section droite en une infinité de tronçons, chacun de ceux-ci résiste seul aux sollicitations auxquelles il est soumis, sans produire de réaction aucune sur les tronçons voisins. Cela n'est évidemment vrai que théoriquement, et encore faut-il que l'ouvrage soit réalisé suivant un alignement, ce qui n'est généralement pas le cas, car, comme il a été dit plus haut, on crée un supplément de résistance en lui donnant, en plan, une forme cintrée. Si l'on adoptait le béton armé et l'alignement en plan, il serait prudent de vérifier la stabilité contre la flexion, d'autant plus que le métal nécessaire pour procurer cette stabilité est de quantité minime.

La force vive de l'eau, en considérant une vitesse de dix mètres par seconde et une unité de longueur, peut créer contre la face amont une pression horizontale exprimée par la relation

$$\frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha.$$

De même la pression statique avait pour expression

$$\frac{h^2}{2}.$$

Ces deux pressions agissent uniformément sur toute la largeur du barrage, ou tout au moins on les suppose telles; en réalité, dans un torrent la vitesse des filets liquides croit en allant des bords vers le centre et du fond vers un point situé à proximité de la surface. En supposant, comme précédemment, que l'ouvrage ait 10 mètres de longueur en crête, la pression totale sera

$$10 \frac{hV^2}{2g} \sin^2 \alpha + 10 \frac{h^2}{2},$$

ou

$$10 \times \frac{200,000}{19,62} \cdot 0,31 + 10 \times \frac{4,000}{2}$$

$$31,400 + 20,000 = 51,400 \text{ kg.}$$

Le moment fléchissant maximum au centre aura pour valeur

$$\frac{pl^2}{8} = 64,500 \text{ kilogrammètres.}$$

Pour déterminer la section d'acier qu'il faut enfermer dans le voisinage du plan aval pour résister aux forces de traction engendrées par ce moment et à cette fin, on peut assimiler le barrage à une poutre à profil de triangle isocèle dont la base a 2 mètres et la hauteur 3<sup>m</sup>50 et supposer que les forces agissent dans le seul plan de symétrie. Soient  $S$  la section du métal,  $f$  sa fatigue admissible,  $a$  la distance inconnue du plan des fibres neutres au plan aval,  $l$  la hauteur du triangle,  $b$  sa base,  $t$  la fatigue admissible à la compression du béton,  $du$  un élément de surface.

Les équations d'équilibre sont les suivantes :

$$\Sigma t_y du = Sf$$

$$M = asf + \Sigma y t_y du$$

supposant le béton élastique on a :

$$t_y = t \frac{y}{l-a}$$

$$\Sigma t_y du = \Sigma t \frac{y}{l-a} \cdot \frac{b}{l} (l - (a + y)) dy$$

d'où :

$$\begin{aligned}
 Sf &= \frac{tb}{l(l-a)} \int_0^{l-a} (l - (a + y)) y dy \\
 &= \frac{tb}{l(l-a)} \left( \frac{l(l-a)^2}{2} - \frac{a(l-a)^2}{2} - \frac{(l-a)^3}{3} \right) \\
 &= \frac{tb}{6l} (3l(l-a) - 3a(l-a) - 2(l-a)^2) \\
 &= \frac{tb}{6l} (3(l-a)(l-a) - 2(l-a)^2) \\
 &= \frac{tb}{6l} (l-a)^2.
 \end{aligned}$$

D'autre part

$$\begin{aligned}
 \Sigma y t_y du &= \int_0^{l-a} \frac{t}{l-a} \cdot b \cdot \frac{l - (a + y)}{l} \cdot y^2 dy \\
 &= \frac{tb}{l(l-a)} \int_0^{l-a} (l - (a + y)) y^2 dy \\
 &= \frac{tb}{l(l-a)} \left( \frac{l(l-a)^3}{3} - \frac{a(l-a)^3}{3} - \frac{(l-a)^4}{4} \right) \\
 &= \frac{tb}{12l} (4l(l-a)^2 - 4a(l-a)^2 - 3(l-a)^3)
 \end{aligned}$$

$$\Sigma y t_y du = \frac{tb}{12l} (l-a)^3.$$

Remplaçant dans l'équation des moments on a :

$$M = \frac{tb}{6l} (l-a)^2 a + \frac{tb}{12l} (l-a)^3$$

ou

$$= \frac{2tb}{12l} (l-a)^2 a + \frac{tb}{12l} (l-a)^2 (l-a).$$

$$= \frac{tb}{12} (l-a)^2 (a + b)$$

$$\frac{12lM}{tb} - l^3 = a^3 - a^2l - al^2$$

ou encore :

$$a^3 - la^2 - l^2a + l^3 - \frac{12lM}{tb} = 0,$$

équation complète du 3<sup>e</sup> degré, dont la résolution pour le cas considéré, et admettant que  $l=40$  kg. par  $\text{cm}^2$ , donne pour  $a$  les trois valeurs suivantes :

$$\begin{aligned} a_1 &= 4,17 \text{ mètres} \\ a_2 &= 3,44 \text{ mètres} \\ a_3 &= 2,75 \text{ mètres.} \end{aligned}$$

La dernière est la seule intéressante; elle montre que l'axe des fibres neutres est à 2<sup>m</sup>75 de la base ou du plan aval.

De l'équation

$$Sf = \frac{tb}{6l} (l-a)^2,$$

et considérant une fatigue de 1.000 kilogrammes par centimètre pour le métal, on trouve

$$S = \frac{40 \times 200}{6,000 \times 350} \times 5625 = 22 \text{ cm}^2.$$

Il faudrait donc noyer dans le béton, du côté aval, un nombre de barres d'acier tel que la section totale fût 22 centimètres carrés, soit, par exemple, 10 bancs de 17 millimètres de diamètre.

Le barrage est raccordé au canal d'amenée, lequel est un conduit à ciel ouvert construit à flanc de côté et de forme et dimensions telles qu'il permet l'écoulement de la quantité d'eau nécessaire à la puissance à développer. Le canal prend évidemment naissance en amont du barrage.

Une vanne à manœuvre aisée et d'accès facile doit être établie à l'entrée du canal. Elle est précédée d'une grille à barreaux distants d'un demi-centimètre et destinée à arrêter les corps étrangers tels que pièces de bois, détritrus végétaux entraînés par les eaux.

La longueur du canal d'amenée pourra être définie par la hauteur de chute que l'on se propose d'adopter et qui dépend des accidents orographiques de l'endroit et notamment de l'inclinaison moyenne du fond de l'encaissement. Ainsi, par exemple, si cette inclinaison est de quatre centièmes et que l'on décide une hauteur de chute de 20 mètres, le canal d'amenée aura une longueur de 500 mètres. Que l'on ne s'y méprenne

point, la longueur du canal d'aménée ne sera pas nécessairement une conséquence dans tous les cas. Suivant les conditions locales, cette longueur pourra être imposée. D'autres fois, lorsque le débit d'étiage est suffisant et que l'établissement du canal se présente de façon onéreuse, on donnera à celui-ci la moindre longueur compatible avec la puissance à obtenir et l'économie de capital à immobiliser, car, pour une puissance déterminée, le coût de la turbine croît quand la hauteur de chute décroît. Il en est de même du volume de l'engin, donc du bâtiment qui le contient.

D'ailleurs, on peut considérer que la connexion hydraulique qui relie la turbine au barrage comprend non seulement un canal d'aménée, mais aussi, comme on verra plus loin, une tuyauterie qui lui fait suite; cette dernière ne doit pas nécessairement descendre verticalement sur la turbine, et il se produira fréquemment qu'il y aura avantage à raccourcir le canal d'aménée en allongeant la tuyauterie, que l'on fera courir le long du versant. Il faudra, bien entendu, dans ces conditions veiller à ce que la perte de charge dans cette tuyauterie ne dépasse pas un taux raisonnable et déterminer le diamètre en conséquence.

La détermination de l'inclinaison et des dimensions transversales du canal d'aménée pour un débit donné est de la plus haute importance, car on se rend aisément compte qu'il doit être coûteux et difficile, sinon impossible, d'apporter des modifications à un ouvrage de cette sorte, établi sur un mode de calcul ou un choix des éléments qui a entraîné un débit insuffisant.

Le profil le plus favorable pour les canaux est le trapèze dont le petit côté forme le fond.

La vitesse de l'eau doit emprunter une valeur comprise dans certaines limites, car un mouvement trop lent provoque la formation de dépôts, et une rapidité trop considérable amène en un temps relativement court la destruction des parois du canal.

Dans ce qui suit, on donne pour certains cas particuliers, en mètres par seconde, la limite inférieure de la vitesse d'entraînement et celle supérieure de dépôt.

Le limon grossier, dont les éléments ont des dimensions moyennes ne dépassent pas 4 dixièmes de millimètre, est entraîné par un courant ayant une vitesse de 0<sup>m</sup>17; lorsque celle-ci devient inférieure à 0<sup>m</sup>15 le dépôt se produit.

Pour le sable fin, à éléments de dimensions moyennes égales à 7 dixièmes de millimètre, la limite inférieure de la vitesse d'entraînement et celle supérieure de dépôt sont respectivement 0<sup>m</sup>22 et 0<sup>m</sup>20.

Le sable de rivière, constitué d'éléments n'ayant pas plus de 1<sup>mm</sup>8, se dépose dans un courant de vitesse moindre que 0<sup>m</sup>28 et est emporté lorsqu'elle dépasse 0<sup>m</sup>32.

D'autre part, une vitesse supérieure à 3<sup>m</sup>50 endommage les parois d'un canal taillé dans la roche dure. Cette limite devient :

2 mètres pour les roches stratifiées;

1<sup>m</sup>70 pour les schistes et les conglomérats;

1<sup>m</sup>30 pour les canaux creusés dans un terrain constitué de silex;

0<sup>m</sup>75 pour le gravier à éléments de dimension moyenne supérieure à 12 millimètres;

0<sup>m</sup>30 pour la sable;

0<sup>m</sup>15 pour l'argile;

0<sup>m</sup>07 pour la terre ordinaire.

Il convient de remarquer que la vitesse de l'eau n'est pas la même en tous les points d'une même section, mais que la vitesse moyenne vaut environ les 4/5 de la moyenne des vitesses de surface et approximativement le double de la vitesse vers le fond.

On conçoit aisément que la vitesse de l'eau dans un canal dépend de l'inclinaison; cependant la nature des parois joue un rôle considérable dont l'influence relative croît quand l'inclinaison décroît. En général, le mieux pour déterminer la vitesse de l'eau dans un canal, est d'avoir recours à des formules qui, tout en étant basées sur les principes de l'hydrodynamique, contiennent des coefficients dont la valeur a pu être fixée de façon suffisamment précise au cours de nombreuses expériences effectuées dans les conditions les plus diverses.

L'expression suivante :

$$v = \sqrt{\frac{h}{\alpha \left(1 + \beta \frac{U}{S}\right) L \frac{U}{S}}}$$

due aux recherches de Bazin et Darcy, semble donner les meilleurs résultats.

$h$  est la chute totale du canal en mètres;

L sa longueur en mètres;  
 U le périmètre mouillé en mètres;  
 S la section du courant liquide en m<sup>2</sup>;  
 v la vitesse moyenne en mètres par seconde;  
 $\alpha$  et  $\beta$  deux coefficients dont les grandeurs varient suivant la nature des matériaux constituant le canal et dont les valeurs sont les suivantes :

1° parois très unies (ciment lissé, planches rabotées) :

$$\alpha = 0,00015 \quad \beta = 0,03;$$

2° parois moyennement unies (planches brutes, maçonneries):

$$\alpha = 0,00019 \quad \beta = 0,07;$$

3° parois peu unies (maçonneries et moellons) :

$$\alpha = 0,00024 \quad \beta = 0,25;$$

4° parois en terre naturelle :

$$\alpha = 0,00028 \quad \beta = 1,25;$$

Dans les installations qui font l'objet de ce chapitre, l'étude du projet donne généralement comme résultat la connaissance :

- de la puissance à obtenir;
- de la hauteur de chute;
- de la quantité d'eau disponible;
- de la quantité d'eau envoyée à la turbine;
- de la longueur du canal d'amenée;
- de la longueur de la conduite forcée.

Il est à noter, en ce qui concerne les deux derniers éléments, que le calcul peut donner au canal des dimensions telles que son établissement soit onéreux, difficile ou même impossible. Dans ce cas il arrivera qu'il sera plus aisé d'installer une tuyauterie que d'établir un canal. On a vu au début de ce chapitre les relations  $Q = V \times S$  (V étant la vitesse moyenne);

$$Q = \frac{75 N}{H \cdot r}; \quad \text{d'où} \quad S = \frac{75 N}{V \cdot H \cdot r}.$$

Ou, si Q est en litres par seconde, S en mètres carrés et V en mètres par seconde,

$$S = \frac{75 N}{1,000 V \cdot H \cdot r}.$$



On sait que la section trapézoïdale est la plus avantageuse pour les canaux.

Soit un trapèze dont les côtés non parallèles ont une inclinaison d'un quart et pour lequel, en régime permanent uniforme, la hauteur d'eau est égale à la demi-longueur du petit côté horizontal.

Si  $a$  est la longueur du petit côté,  $b$  celle du grand, la hauteur sera

$$\frac{a}{2};$$

on aura

$$b = a + \frac{a}{4} = a \left( 1 + \frac{1}{4} \right)$$

et

$$S = \frac{a}{2} \times \frac{a+b}{2} = \frac{a^2}{4} \times 2,25 = 0,563 a^2;$$

remplaçant, il vient

$$a = \sqrt{\frac{75 N}{563 H . r . V}} = 0,365 \sqrt{\frac{N}{H . r . V}}.$$

Le radical ne contient que des quantités connues et permet donc de déterminer la section du trapèze mouillé.

Le périmètre mouillé de la section aura pour expression

$$U = a + 2 \sqrt{\frac{a^2}{4} + \frac{a^2}{64}} = 2,03 a = 0,74 \sqrt{\frac{N}{H . r . V}}.$$

D'autre part,  $L$  étant la longueur du canal, la formule de Bazin et Darcy donne

$$h = v^2 \alpha \left( 1 + \beta \frac{U}{S} \right) L \frac{U}{S};$$

mais

$$\frac{U}{S} = \frac{0,74 \sqrt{\frac{N}{H . r . V}}}{\frac{75 N}{4,000 H . r . V}} = 9,85 \sqrt{\frac{H . r . V}{N}};$$

remplaçant, il vient

$$h = 9,85 L v^2 \alpha \sqrt{\frac{H . r . V}{N}} \left( 1 + 9,85 \beta \sqrt{\frac{H . r . V}{N}} \right).$$

Or, on a trouvé plus haut

$$a = 0,365 \sqrt{\frac{N}{H.r.V}}$$

Ces deux dernières relations donnent tous les éléments du canal d'aménée, car la première détermine sa chute et la seconde fournit la base inférieure du trapèze mouillé, et comme on s'est imposé une loi de formation du trapèze à partir de cette base, celui-ci est connu.

Si, par exemple, on a

une puissance de 60 chevaux vapeur;

une hauteur de chute totale nette de 25 mètres;

une longueur du canal d'aménée de 240 mètres, on aura, le rendement de turbines de cette puissance étant de 0,8 et le canal étant en béton, admettant une vitesse moyenne de 1<sup>m</sup>50,

$$a = 0,365 \sqrt{\frac{60}{25 \times 0,8 \times 1,5}} = 0,365 \sqrt{2} = 0^m50.$$

Le fond du canal aura donc 50 centimètres de largeur; la hauteur d'eau vaudra la moitié, soit 25 centimètres; la largeur à la surface de l'eau sera

$$50 + 2 \times \frac{25}{4} = 62^m5.$$

Pour déterminer la chute du canal avec des parois moyennement unies et

$$\alpha = 0,00019, \quad \beta = 0,07,$$

on aura

$$h = 9,85 \times 240 \times 2,25 \times 0,00019 \sqrt{\frac{25 \times 0,8 \times 1,5}{60}}$$

$$\left( 1 + 9,85 \times 0,07 \sqrt{\frac{25 \times 0,8 \times 1,5}{60}} \right)$$

$$h = 0,71 \times 1,49 = 1^m05.$$

la chute du canal est donc de 1<sup>m</sup>05 et l'inclinaison sera

$$\frac{1,05}{240} = 0,00438,$$

c'est-à-dire 4<sup>mm</sup>5 environ par mètre.

Il importe de remarquer qu'au point de raccordement du barrage et du canal d'amenée le fond de celui-ci doit se trouver sous le niveau de la crête du déversoir du barrage d'une quantité égale à la hauteur d'eau en régime permanent, admise pour ce canal, soit  $\frac{1}{2}$  dans les hypothèses précédentes et 25 centimètres dans le cas concret traité plus haut.

Il est même à conseiller de forcer cette quantité d'un dixième. Il est bien entendu que ce dixième ne doit pas venir en déduction de la chute calculée du canal, qui doit être mesurée à partir du seuil réel. La section du canal doit être élargie à son raccordement au barrage dans une proportion telle que l'on récupère non seulement la section des barreaux de filtrage, mais également la perte de charge due à leur présence.

Il suffira généralement de faire en sorte que l'espace libre entre les barreaux ait la section droite mouillée du canal multipliée par 1,20.

A partir du barrage, la hauteur au-dessus du fond des parois latérales du canal d'amenée doit croître de telle façon qu'en chaque point elle est augmentée de la quantité dont le fond est descendu. Cela revient à dire que les deux crêtes des parois doivent être horizontales. Cela est nécessaire pour éviter que lors des arrêts, lorsque l'eau est en équilibre statique, il ne se produise des débordements.

---





# LISTE DES MÉMOIRES PUBLIÉS

## COLLECTION IN-4°

### SECTION DES SCIENCES NATURELLES ET MÉDICALES

#### Tome I.

1. ROBYNS, W., *Les espèces congolaises du genre Digitaria Hall* (52 p., 6 pl., 1931). fr. 20 »
2. VANDERYST, R. P. HYAC., *Les roches oolithiques du système schisto-calcaire dans le Congo occidental* (70 pages, 10 figures, 1932) . . . . . 20 »
3. VANDERYST, R. P. HYAC., *Introduction à la phytogéographie agrostologique de la province Congo-Kasai. (Les formations et associations)* (154 pages, 1932) . . . . . 32 »
4. SCAËTTA, H., *Les famines périodiques dans le Ruanda. — Contribution à l'étude des aspects biologiques du phénomène* (42 pages, 1 carte, 12 diagrammes, 10 planches, 1932). . . . . 26 »
5. FONTAINAS, P. et ANSOTTE, M., *Perspectives minières de la région comprise entre le Nil, le lac Victoria et la frontière orientale du Congo belge* (27 p., 2 cartes, 1932). 10 »
6. ROBYNS, W., *Les espèces congolaises du genre Panicum L.* (80 pages, 5 planches, 1932) . . . . . 25 »
7. VANDERYST, R. P. HYAC., *Introduction générale à l'étude agronomique du Haut-Kasai. Les domaines, districts, régions et sous-régions géo-agronomiques du Vicariat apostolique du Haut-Kasai* (82 pages, 12 figures, 1933) . . . . . 25 »

#### Tome II.

1. THOREAU, J. et DU TRIEU DE TERDONCK, R., *Le gîte d'uranium de Shinkolobwe-Kasolo (Katanga)* (70 pages, 17 planches, 1933) . . . . . fr. 50 »
2. SCAËTTA, H., *Les précipitations dans le bassin du Kivu et dans les zones limitrophes du fossé tectonique (Afrique centrale équatoriale). — Communication préliminaire* (108 pages, 28 figures, cartes, plans et croquis, 16 diagrammes, 10 planches, 1933) . . . . . 60 »
3. VANDERYST, R. P. HYAC., *L'élevage extensif du gros bétail par les Bampombos et Baholos du Congo portugais* (50 pages, 5 figures, 1933) . . . . . 14 »
4. POLINARD, E., *Le socle ancien inférieur à la série schisto-calcaire du Bas-Congo. Son étude le long du chemin de fer de Matadi à Léopoldville* (116 pages, 7 figures, 8 planches, 1 carte, 1934). . . . . 40 »

#### Tome III.

- SCAËTTA, H., *Le climat écologique de la dorsale Congo-Nil* (335 pages, 61 diagrammes, 20 planches, 1 carte, 1934) . . . . . 100 »

#### Tome IV.

1. POLINARD, E., *La géographie physique de la région du Lubilash, de la Bushimaie et de la Lubi vers le 6° parallèle Sud* (38 pages, 9 figures, 4 planches, 2 cartes, 1935) . . . . . 25 »

### SECTION DES SCIENCES TECHNIQUES

#### Tome I.

1. MAURY, J., *Triangulation du Katanga* (140 pages, fig., 1930) . . . . . fr. 25 »
2. ANTHOINE, R., *Traitement des minerais aurifères d'origine filonienne aux mines d'or de Kilo-Moto* (163 pages, 63 croquis, 12 planches, 1933) . . . . . 50 »
3. MAURY, J., *Triangulation du Congo oriental* (177 pages, 4 fig., 3 planches, 1934). 50 »

COLLECTION IN-8°

SECTION DES SCIENCES MORALES ET POLITIQUES

Tome I.

- PAGÈS, R. P. *Au Ruanda, sur les bords du lac Kivu (Congo belge). Un royaume hamite au centre de l'Afrique* (763 pages, 29 planches, 1 carte, 1933) . . . fr. 125 »

Tome III.

1. PLANQUERT, R. P. M., *Les Jaga et les Bayaka du Kwango* (184 pages, 18 planches, 1 carte, 1932) . . . fr. 45 »  
 2. LUDWIGS, O., *Le problème financier et le problème économique au Congo Belge en 1932* (69 pages, 1933) . . . fr. 12 »  
 3. MOITTOULLE, le Dr L., *Contribution à l'étude du déterminisme fonctionnel de l'industrie dans l'éducation de l'indigène congolais* (48 pages, 16 planches, 1934) . . . fr. 30 »

SECTION DES SCIENCES NATURELLES ET MÉDICALES

Tome I.

1. ROBYS, W., *La colonisation végétale des laves récentes du volcan Rumoka (laves de Kateruzi)* (33 pages, 10 planches, 1 carte, 1932) . . . fr. 15 »  
 2. DUBOIS, le Dr A., *La lèpre dans la région de Wamba-Pawa (Uele-Népoko)* (87 pages, 1932) . . . fr. 13 »  
 3. LEPLAE, E., *La crise agricole coloniale et les phases du développement de l'agriculture dans le Congo central* (31 pages, 1932) . . . fr. 5 »  
 4. DE WILDEMAN, E., *Le port suffrutescet de certains végétaux tropicaux dépend de facteurs de l'ambiance!* (51 pages, 2 planches, 1933) . . . fr. 10 »  
 5. ABRIAENS, L., CASTAGNE, E. et VLASSOV, S., *Contribution à l'étude histologique et chimique du Sterculia Bequaerti De Wild.* (112 pages, 2 planches, 28 fig., 1933) . . . fr. 24 »  
 6. VAN NISEN, le Dr R., *L'hygiène des travailleurs noirs dans les camps industriels du Haut-Katanga* (248 pages, 4 planches, carte et diagrammes, 1933) . . . fr. 45 »  
 7. STEYAERT, R. et VRYDAGH, J., *Etude sur une maladie grave du colonnier provoquée par les piqûres d'Helopeltis* (55 pages, 32 figures, 1933) . . . fr. 29 »  
 8. DELEVOY, G., *Contribution à l'étude de la végétation forestière de la vallée de la Lukuga (Katanga septentrional)* (124 pages, 5 planches, 2 diag., 1 carte, 1933) . . . fr. 40 »

Tome II.

1. HAUMAN, L., *Les Lobelia géants des montagnes du Congo belge* (52 pages, 6 figures, 7 planches, 1934) . . . fr. 15 »  
 2. DE WILDEMAN, E., *Remarques à propos de la forêt équatoriale congolaise* (120 p., 3 cartes hors texte, 1934) . . . fr. 25 »  
 3. HENRY, G., *Etude géologique et recherches minières dans la contrée située entre Ponthierville et le lac Kivu* (51 pages, 6 figures, 3 planches, 1934) . . . fr. 15 »  
 4. DE WILDEMAN, E., *Documents pour l'étude de l'alimentation végétale de l'indigène du Congo belge* (264 pages, 1934) . . . fr. 35 »  
 5. POLINARD, E., *Constitution géologique de l'Entre-Lulua-Bushimaie, du 7° au 8° parallèle* (74 pages, 6 planches, 2 cartes, 1934) . . . fr. 22 »

Tome III.

1. LEBRUN, J., *Les espèces congolaises du genre Ficus L.* (79 pages, 4 figures, 1934) . . . fr. 12 »  
 2. SCHWEIZ, le Dr J., *Contribution à l'étude endémiologique de la malaria dans la forêt et dans la savane du Congo oriental* (45 pages, 1 carte, 1934) . . . fr. 8 »

SECTION DES SCIENCES TECHNIQUES

Tome I.

1. FONTAINAS, P., *La force motrice pour les petites entreprises coloniales* (118 pages, 1935) . . . fr. 19 »

Sous presse.

- LAMAN, K.-E., *Dictionnaire Kikongo-français* (in-8°).  
 MERTENS, R. P. J., *Monographie, Ethnographie et Linguistique des Badzing* (in-8°).  
 LEPLAE, E., *Les plantations de café au Congo belge. — Leur histoire (1881-1935). — Leur importance actuelle* (in-8°).  
 DELEVOY, G. et ROBERT, M., *Le milieu physique du Centre africain méridional et la phylogéographie* (in-8°).  
 POLINARD, E., *Contribution à l'étude des roches éruptives et des schistes cristallins de la région de Bando* (in-4°).  
 POLINARD, E., *Constitution géologique et pétrographique des bassins de la Kotto et du M'bari, dans la région de Bria-Yalinda (Oubangui-Chari)* (in-4°).  
 DE WILDEMAN, E., TROLLI, GRÉGOIRE et OROBIVICH, *A propos de médicaments indigènes congolais* (in-8°).  
 BITTREMIEUX, R. P. L., *La Société secrète des Bakhimba au Mayombe* (in-8°).