

## CHAPITRE V

### MODE D'UTILISATION DE LA VAPEUR

#### A. — PRESSION DE MARCHE

##### 1° Avantages économiques de hautes pressions.

###### a) Augmentation du rendement.

La *figure 89* donne le rendement thermodynamique du cycle (1), pour de la vapeur à différentes pressions (abscisses), surchauffée à différentes températures et se détendant adiabatiquement jusqu'à l'une des pressions  $p_2 = 3 \text{ kg./cm}^2$  ou  $1,2 \text{ kg.}$  ou  $0,05 \text{ kg.}$  On voit que ce rendement croît nettement de 10 à 20 kg., puis plus lentement jusqu'à 60 kg., pression à partir de laquelle il reste sensiblement constant. Nous ne parlerons pas des possibilités d'améliorations qu'ouvre l'utilisation de hautes surchauffes, de la resurchauffe dans le cas de machines compound à de très hautes pressions ni de l'emploi de cycles nouveaux ; elles pourront faire l'objet d'un chapitre spécial. Retenons seulement que pour une surchauffe donnée ( $450^\circ$  au maximum), le passage de 10 à 20 kg. se traduit par une amélioration théorique du rendement de l'ordre de 2 à 4 % et celui de 20 à 60 kg. par une amélioration de 5 à 6 %.

###### b) Augmentation de la puissance.

Les hautes pressions permettent d'augmenter la puissance par unité de volume (puissance volumique ou massique).

##### 2° Inconvénients.

###### a) Difficultés de construction et d'entretien des chaudières.

Les hautes pressions ont provoqué de sérieuses difficultés de construction et d'entretien des chaudières, notamment ces dernières années lorsque le timbre a été élevé de 16 à 20 hpz. Pour réaliser des chaudières aussi robustes que possible pour un poids donné, on est amené à utiliser pour le corps cylindrique des tôles en acier spécial au nickel ; mais, l'adoption de foyers en acier soudé,

---

(1) Cas du cycle de Rankine. Il sera parlé de ce rendement au chapitre VII.

environ deux fois moins lourds que les foyers en cuivre rivé et se comportant mieux aux pressions élevées a facilité la solution du problème. Par ailleurs, l'expérience montre que le maintien de la pression de la chaudière et la lutte contre les fuites sont plus difficiles pour les pressions élevées.

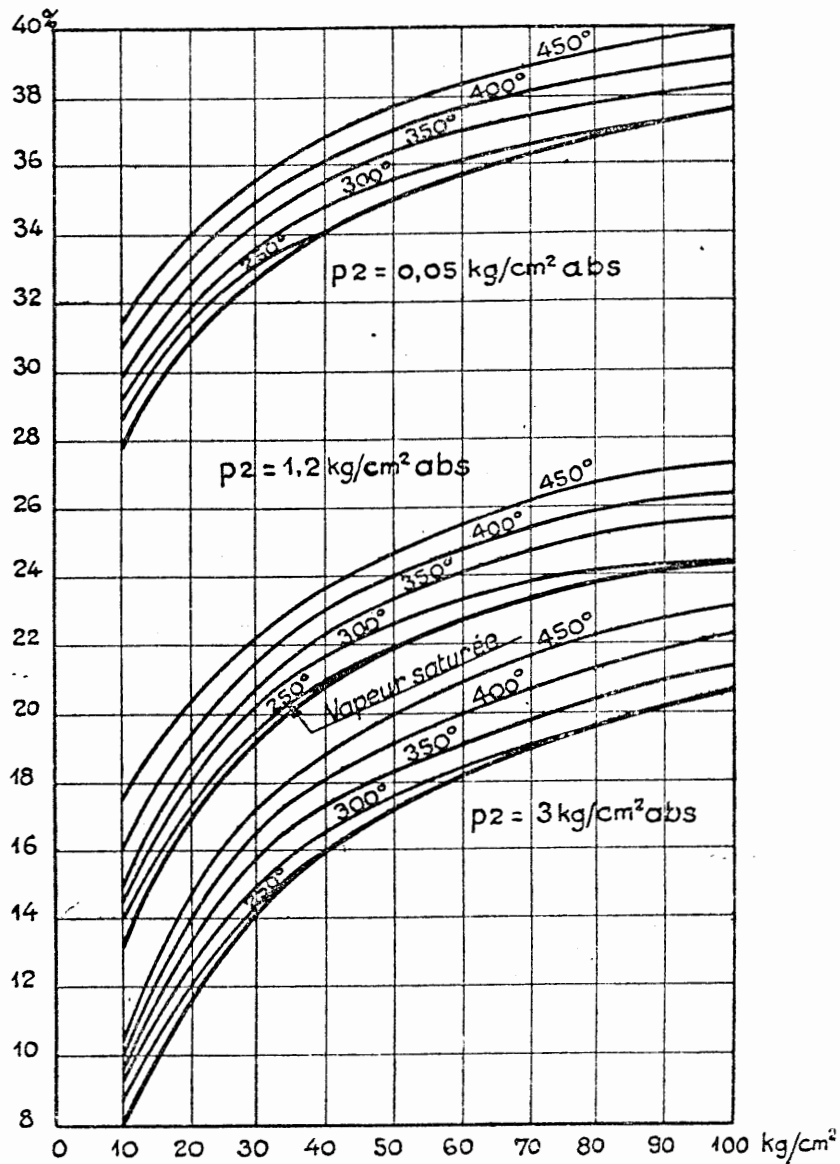


FIG. 89

b) **Nécessité d'augmenter les détentes.**

On sait que le travail de la vapeur est d'autant plus économique que la détente est plus poussée. Or, plus la pression d'admission est élevée, plus poussée doit être la détente de façon à conserver la même pression réduite de la vapeur d'échappement si l'on veut conserver le bénéfice de l'augmentation de rendement correspondante. Si nous nous reportons en effet à la figure 2, on constate que l'ordonnée du point C étant fixée pour qu'à la fin de la détente la pression restant dans

le cylindre soit faible, lorsque le point B remonte le long de la courbe de détente, le rapport  $\frac{AB}{ED}$  diminue. (Nous admettons bien entendu que la longueur du cylindre n'a pu être pratiquement augmentée). Les distributions à phases indépendantes offrent une possibilité d'employer dans de bonnes conditions des admissions très faibles 10 à 20 %, par contre, avec les distributions à coulisse on a vu que la détente maximum possible est réduite à 3, 5 fois le volume primitif de la vapeur. On est donc amené, parallèlement à l'augmentation des pressions à utiliser les détentes fractionnées. La double expansion suffit entre 15 et 20 hpz.

## B. — DÉTENTE FRACTIONNÉE

Au lieu d'effectuer la détente de la vapeur dans un seul cylindre, on l'effectue dans plusieurs cylindres successifs dont les volumes vont en augmentant, le dernier cylindre ayant un volume égal à celui d'une machine unique fonctionnant dans les mêmes conditions, c'est-à-dire égalité de puissance, de pression initiale, de détente totale. Sur les locomotives classiques on n'emploie pas la détente dans plus de deux cylindres. On divise les machines à double expansion en deux groupes : les machines Woolf et les machines compound.

Dans les machines Woolf la vapeur passe directement du petit cylindre dans le grand. Les 2 cylindres sont dans le prolongement l'un de l'autre ou côte à côte et les pistons agissent soit sur une manivelle unique, soit sur deux manivelles calées à 0 ou à 180°.

La vapeur agit pendant 3 courses :

Première course elle est introduite dans le petit cylindre.

Deuxième course : elle se détend en passant du petit au grand cylindre. Au début de cette course elle remplit le petit. A la fin elle remplit le grand. A un instant quelconque, elle est à la fois dans le petit et le grand.

Troisième course : échappement du grand cylindre.

Le système Woolf n'est plus appliqué actuellement.

### 1° Double expansion système Compound.

#### a) Définition.

Les deux cylindres sont parallèles. Pour rendre la marche de la machine plus douce, on régularise le couple moteur en calant les manivelles à 90°. A cause de ce calage, la vapeur ne peut pas passer directement du petit cylindre dans le grand, il faut interposer entre les deux un réservoir intermédiaire.

Le petit cylindre qui est en relation avec la chaudière pendant l'admission et avec le grand cylindre pendant l'échappement est dit : cylindre admetteur ou à haute pression (cylindre H. P.).

Le grand cylindre, en relation avec l'échappement du petit cylindre pendant l'admission et avec la colonne d'échappement de la machine pendant l'échappement est dit cylindre détenteur ou à basse pression (cylindre B. P.).

Examinons ce qui se passe dans ces deux cylindres :

— Lorsque le petit piston est à fond de course, sa vitesse est nulle. Il envoie donc peu de vapeur au grand cylindre dont le piston est alors à mi-course et animé d'une vitesse maximum. Il y a donc dépression dans le grand cylindre.

— Lorsque le petit piston est à mi-course, il envoie beaucoup de vapeur qui ne peut entrer dans le grand puisque le grand piston est alors à fond de course et animé d'une vitesse nulle. Il y a donc compression dans le petit cylindre.

C'est pour remédier à ces inconvénients qu'on interpose entre les deux cylindres un réservoir intermédiaire d'une capacité suffisante pour que les variations de pression y soient peu sensibles.

Traçons le diagramme théorique ABCDE du travail de la vapeur sur l'une des faces du piston pour une machine à simple expansion, ayant une pression d'admission  $p_1$ , une pression d'échappement  $p'$  et une fraction d'admission Ob. (fig. 90).

Supposons maintenant que cette machine soit compound.

Portons  $\frac{Og}{Op}$  qui représente la fraction d'admission dans le cylindre B. P. ;  $\frac{Ob}{Og}$  sera celle dans le cylindre HP et  $\frac{Ob}{Op}$  celle d'un cylindre équivalent au groupe compound.

La verticale élevée en  $g$  rencontre l'hyperbole équilatère représentant la détente en  $G$ ;  $gG = OF$  représente la pression théorique d'admission  $p_2$  de la vapeur dans le cylindre B. P., si le volume du petit cylindre est égal au volume d'introduction au grand cylindre. On peut également déter-

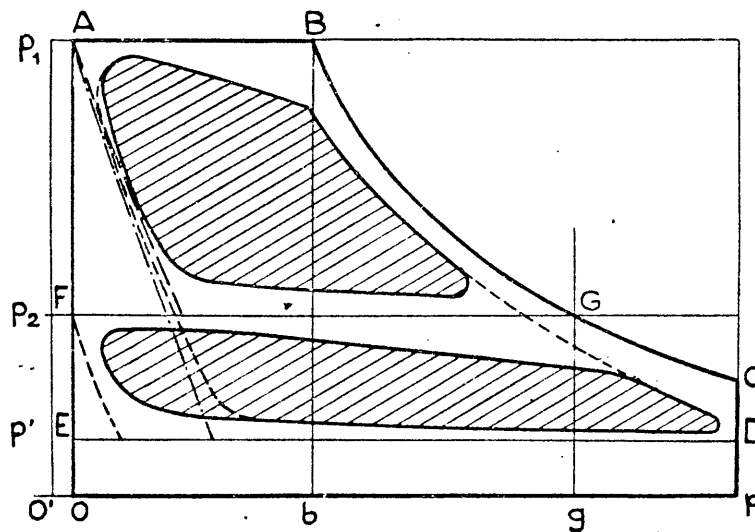


FIG. 90

miner cette pression à l'aide de la loi de Mariotte :  $p \times v = Cte$ , le produit  $p \times v$  de la vapeur évacuée du cylindre H. P., égal au produit  $p \times v$  de la vapeur admise au cylindre B. P. étant aussi égal au produit  $p \times v$  de la vapeur admise au cylindre H. P. Le rapport du volume du cylindre B. P. au volume du cylindre H. P. varie comme nous le verrons.

La surface  $ABGF$  représente donc le travail théorique effectué dans le cylindre H. P. et la surface  $FGCDE$  représente celui effectué dans le cylindre B. P.

Leur ensemble  $ABGCDEFA$  donne le diagramme totalisé théorique de la machine.

En pratique, on relève des diagrammes bien différents pour le cylindre H. P. et pour le cylindre B. P., les diagrammes théoriques ayant été modifiés par les avances, les chutes de pression, les laminages, etc...

#### b) Avantages généraux de compoundage.

(1) Le compoundage permet de réaliser ainsi qu'on vient de l'expliquer un degré de détente élevé (nécessaire avec les pressions élevées) sans avoir recours à de très faibles admissions ce qui permet l'utilisation de la distribution Walschaerts à des crans où elle assure des sections de passage acceptables.

Les autres avantages d'ordre thermodynamique résultent essentiellement, par comparaison avec une machine à simple expansion réalisant le même degré de détente, du fractionnement de la détente. Ce sont :

(2) Réduction des pertes provoquées par les phénomènes d'action de paroi.

Ce phénomène qui est un véritable court-circuitage de l'énergie calorifique entre l'admission et l'échappement a été expliqué, chap. I, § A, 3<sup>o</sup>.

Les écarts de température, dans chaque cylindre sont moindres. La somme des produits partiels de la surface intérieure de chaque cylindre exposée à l'échauffement et au refroidissement alternatifs, par l'écart maximum des températures qui s'y produit (chacun de ces produits pouvant être appelé pouvoir condensant) est inférieure au produit de la surface correspondante et de l'écart de température à l'intérieur de la machine monocylindre de même puissance. D'autre part, une partie de la chaleur cédée au cylindre HP (celle correspondant au premier produit partiel ci-dessus) peut être récupérée sous forme de travail à l'étage BP, par suite de la réévaporation de l'eau condensée.

Cette action du compoundage est particulièrement efficace sur les machines à marche lente où les condensations risquent d'être importantes en raison de la faible vitesse du piston.

(3) Réduction des pertes provoquées par les fuites. Les fuites se trouvent diminuées aux distributeurs et aux pistons par rapport à la simple expansion (et à précision et soins équivalents de montage) par suite de la réduction des différences de pression entre les deux faces et par suite de la réutilisation à la B. P. de la vapeur perdue à la H. P. Il est vrai que le nombre des appareils est doublé. Là encore le bénéfice est d'autant plus important que la marche de la machine est plus lente car les pertes par fuites croissent lorsque la vitesse du piston diminue.

(4) Réduction des pertes provoquées par la présence des espaces morts.

Les espaces morts dont le volume ne peut être réduit pratiquement au-dessous d'une certaine valeur (environ 10 % de la cylindrée) provoquent un surcroît de consommation de vapeur malgré l'usage de la compression (chap. I, § A, 3<sup>o</sup>). Dans le moteur compound, l'augmentation de consommation du cylindre H. P. se trouve compensée puisque la vapeur s'échappant de ce fait à une pression plus élevée pourra fournir un surcroît de travail aux cylindres B. P.

D'autre part, l'espace neutre B. P. ne se remplit pas de vapeur venant de la chaudière, mais de vapeur ayant déjà travaillé à la H. P.

(5) Réduction de la compression.

$$\text{Soient (fig. 90) } \left[ \frac{Ob}{Op} = 35 \% \quad \text{et} \quad \frac{Ob}{Og} = \frac{50}{100} \quad \text{d'où :} \quad \frac{Og}{Op} = \frac{70}{100} \right]$$

La compression H. P. sera de 20 % de FG, la compression B. P. sera de 8 % de ED, alors que la compression d'un cylindre à simple expansion eut été de 22 % de ED.

La somme des deux pertes triangulaires dues à la compression dans chaque groupe est inférieure à celle d'un groupe à simple expansion équivalent.

Les autres avantages du compoundage sont d'ordre mécanique et dérivés des précédents. Ce sont :

(6) Obtention d'un tirage plus régulier; la pression de la vapeur d'échappement étant généralement plus basse qu'en simple expansion, les coups d'échappement sont moins violents à l'ouverture des orifices et l'entraînement des escarbilles plus réduit.

(7) Plus grande régularité des efforts moteurs. Par suite du fractionnement des pressions, les écarts entre la pression maximum et la pression moyenne de chaque groupe sont inférieurs à ceux d'une locomotive à simple expansion (fig. 92). Il en résulte une diminution de fatigue du chassis, des organes, articulations et surfaces frottantes, avantage susceptible de réduire sensiblement les frais d'entretien.

(8) Pression moindre sur les tiroirs B. P. qui, en général, sont plans.

### c) Applications diverses du mode compound aux locomotives.

Le système compound à deux cylindres est la forme la plus simple qui s'est prêté le mieux à la transformation de machines existantes. Il ne présente que des avantages thermiques et aucun

avantage mécanique. En conduisant avec l'augmentation des puissances à une augmentation exagérée du diamètre du grand cylindre on fut amené à le remplacer par les systèmes à trois et quatre cylindres. Il n'existe plus d'applications de ce type à deux cylindres à la Région.

Le système à trois cylindres (deux cylindres d'introduction directe ou deux cylindres de détente) permettrait de transformer élégamment en machines puissantes et économiques des loco-

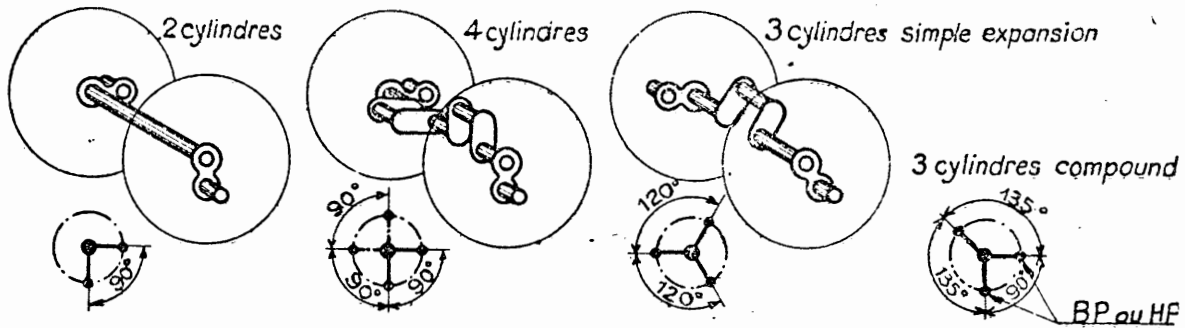


FIG. 91

motives à simple expansion à trois ou deux cylindres. Cette solution vient d'être appliquée sur la 242A1 (ex. 241-101) qui possède un cylindre H. P. médian et deux cylindres B. P. latéraux.

Courbe des efforts instantanés au crochet à très faible vitesse et pour un même effort moyen

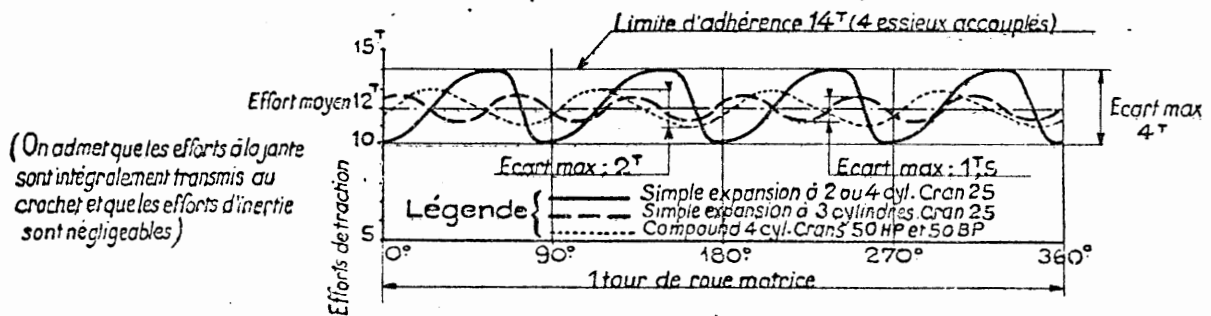


FIG. 92

Le système à quatre cylindres est le seul généralisé actuellement. Dans la disposition la plus fréquente : les quatre cylindres sont soit décalés (le groupe H. P. vers l'arrière) soit en batterie ; les cylindres H. P. et les cylindres B. P. attaquent deux essieux moteurs différents, les cylindres H. P. sont extérieurs. Il existe généralement quatre mécanismes complets de distributions. La construction s'est poursuivie toutefois dans deux voies bien définies :

- celle des machines à distributions H. P. et B. P. indépendantes ;
- celle des machines à distributions H. P. et B. P. liées.

Nous reparlerons de l'opportunité de ces deux systèmes.

d) Calage des manivelles.

Le calage des manivelles joue un rôle important en ce qui concerne soit la facilité du démarrage, soit l'uniformité des moments moteurs, soit la régularité de l'écoulement de la vapeur du petit vers le grand cylindre.

Dans les machines à deux manivelles (à simple expansion ou compound) le calage doit être à  $90^\circ$  afin d'assurer le démarrage et l'uniformité la plus grande des moments moteurs (*fig. 91*). Dans les machines à trois cylindres, si la machine est à simple expansion, les trois manivelles sont calées à  $120^\circ$  (*fig. 91*) ; si la machine est compound les deux manivelles des deux cylindres égaux (H. P. ou B. P.) qui servent toujours pour le démarrage sont calées à  $90^\circ$ , la manivelle du troisième cylindre médian est calée suivant la bissectrice de l'angle droit des deux autres soit à  $135^\circ$  de chacune d'elles. Dans les machines à quatre cylindres, les deux manivelles de chaque groupe H. P.

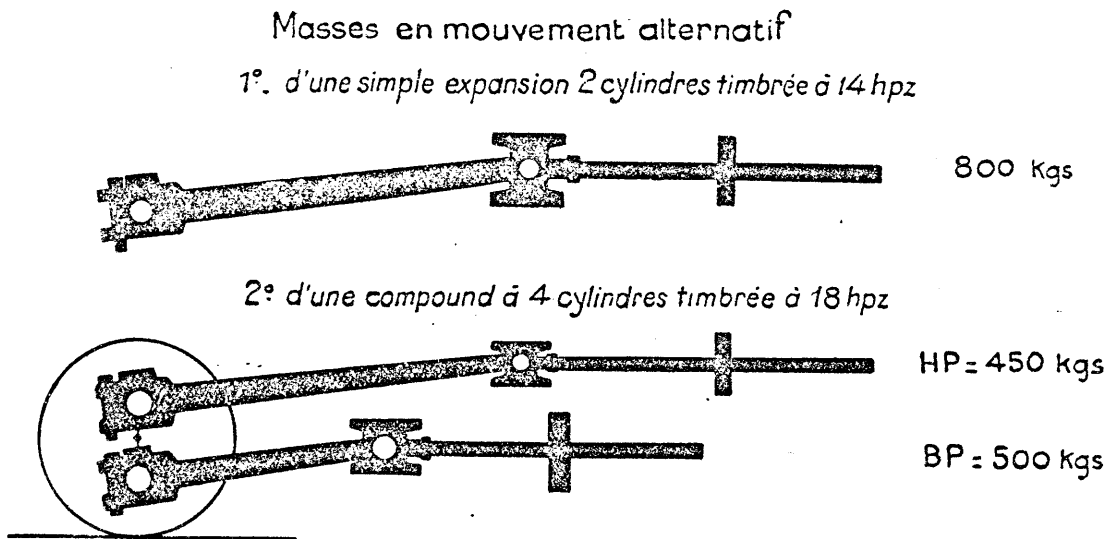


FIG. 93

ou P. B. sont calées à  $90^\circ$  l'une de l'autre et à  $180^\circ$  de celle de l'autre groupe (*fig. 91*). C'est la disposition qui paraît la plus propre à faciliter le démarrage et à équilibrer les organes alternatifs. L'ancienne Cie du P. L. M. après une étude de la question a été cependant conduite à caler les manivelles des grands cylindres en avance de  $135^\circ$  sur celles des cylindres H. P. pour les machines express, ce qui, au démarrage régularise mieux les moments moteurs.

Les courbes de la *figure 92* représentent pour ces trois systèmes de calage, les efforts de traction instantanés au crochet à très faible vitesse et pour un même effort moyen de 12 t. nécessité par exemple pour le démarrage ou la remorque d'un train très lourd. On y voit que la limite d'adhérence de la locomotive considérée est atteinte avec deux ou quatre cylindres à simple expansion, risquant de provoquer des patinages. Avec trois cylindres à simple expansion ou quatre cylindres compound les fluctuations de l'effort moteur sont sensiblement égales et n'atteignent pas la limite d'adhérence.

A grande vitesse, l'allure de ces courbes serait différente, par suite de l'intervention des efforts d'inertie des masses en mouvement alternatif et la locomotive compound à quatre cylindres présenterait un couple moteur un peu plus régulier que celui de la locomotive à simple expansion à trois cylindres.

La *figure 93* montre la situation très avantageuse par rapport à la locomotive simple expansion à deux cylindres de la locomotive compound à quatre cylindres au point de vue de l'équilibrage des masses en mouvement alternatif.

Les masses alternatives opposées à 180° de la locomotive à quatre cylindres s'équilibrent presque totalement.

## 2° Influences diverses sur le rendement des machines Compound.

### a) Volume du réservoir intermédiaire (RI).

Il doit être assez considérable pour que la pression  $y$  soit peu variable soit de 1 à 2 fois le volume des petits cylindres.

Celui de la 242A1 est égal à 4 fois le volume du cylindre H.P.

### b) Influence du rapport des volumes des cylindres $\frac{HP}{BP} = \frac{1}{x}$ et du rapport des crans de marche $A_0$ et $A_1$ .

Rappelons que *figure 90* le rapport des volumes des cylindres est égal à  $\frac{Og}{OP}$  (si, en particulier les courses sont les mêmes, ce rapport est égal au rapport des sections des pistons). Le cran  $A_0$  est égal à  $\frac{Ob}{Og}$  et le cran  $A_1$  à  $\frac{Og}{OP}$ .

Nous supposons dans ce qui suit que la loi de détente est la loi de Mariotte ( $p\nu = Cte$ ), nous négligerons les espaces morts et admettrons que la régulation se limite aux trois phases admission, détente et échappement. En conséquence, le cran d'introduction  $A_1$  à la B. P. doit être égal au rapport du volume des cylindres  $\frac{1}{x}$  pour que la détente puisse se poursuivre dans les deux cylindres comme dans un cylindre unique.

On peut écrire ( $p$  étant la pression effective à la chaudière et  $p'$  au RI,  $d_0$  et  $l_0$  les dimensions du cylindre HP,  $d_1$  et  $l_1$  celles du cylindre BP) :

$$A_0 d_0^2 l_0 (p + 1) = A_1 d_1^2 l_1 (p' + 1)$$

$$\text{d'où } p' = (p + 1) \times \frac{A_0}{A_1} \times \frac{1}{x} - 1.$$

Pratiquement, il est plus commode d'obtenir  $p'$  sur le diagramme totalisé en traçant la courbe de détente qui passe par le point B et en déterminant son intersection G avec la verticale qui a pour abscisse l'introduction au grand cylindre  $\frac{Og}{OP}$ . Approximativement, la pression au RI est donc égale à la pression absolue dans la chaudière multipliée par le rapport des crans de marche et par le rapport des volumes des cylindres HP et BP diminué de 1 hpz.

Le rapport des travaux des cylindres HP et BP ( $P_h$  et  $P_b$ ) est égal en négligeant l'effet des laminages dus à la vitesse à :

$$\frac{P_h}{P_b} = \frac{f(A_0)}{f(A_1)} \times \frac{p - p'}{p'} \times \frac{1}{x}$$

$f(A)$  étant une fonction du cran de marche pour un type de régulation donné.

On a finalement :

$$\frac{P_h}{P_b} = \frac{f(A_0)}{f(A_1)} \times \left( \frac{1}{\frac{A_0}{A_1} \times \frac{1}{x} - 1} \times \frac{1}{x} \right)$$

Le rapport entre les travaux HP et BP ne dépend donc finalement que du rapport des volumes des cylindres  $x$ , du rapport des crans de marche  $A_0$  et  $A_1$  et un peu de la pression  $p$  à l'admission.



Pour obtenir des travaux égaux dans les deux cylindres et si l'on s'impose la condition supplémentaire de lier les marches à crans égaux :  $\frac{A_0}{A_1} = 1$  et que l'on ait  $p = 20$  hpz, on aura :

$$\frac{f(A_0)}{f(A_1)} = 1 \text{ et : } Ph = Pb \text{ pour } x = 4$$

Cela n'est pas possible à réaliser pratiquement par suite des dimensions restreintes du gabarit et de la nécessité de limiter le poids des organes en mouvement alternatif. Si l'on se fixe un cran moyen  $A_0$  d'introduction à la HP, on voit aussi (fig. 90) qu'en faisant varier  $\frac{1}{x}$ , pour une pression  $p$  donnée le rapport  $\frac{Ph}{Pb}$  varie dans le même sens que  $\frac{1}{x}$ . A la limite où  $\frac{1}{x} = 1$  la machine fonctionnerait comme si elle était à simple expansion avec ses seuls cylindres HP, le travail BP ne serait pas nul cependant.

Pour un rapport  $\frac{1}{x}$  réalisé sur une machine le cran  $A_1$  doit être égal à  $\frac{1}{x}$  ainsi qu'on l'a dit, le cran  $A_0$  peut être variable. Plus ce cran est élevé, plus le rapport  $\frac{Ph}{Pb}$  diminue. A la limite où  $A_0 = 100\%$  le travail HP serait nul et la machine fonctionnerait comme si elle était à simple expansion avec ses seuls cylindres BP. Nous verrons au § suivant que pratiquement à un rapport  $\frac{1}{x}$  réalisé ne correspond pas un seul cran  $A_1$  d'utilisation, mais qu'il doit varier, en fonction du cran  $A_0$ , dans des moindres limites d'ailleurs, si l'on veut respecter la condition de la continuité de la détente.

Si  $x = 2,5$  (rapport moyen adopté),  $g = 20$  hpz et

$$A_0 = A_1 = \frac{1}{2,5} = 40\%$$

on aura :

$$\frac{Ph}{Pb} = 0,75, \text{ les cylindres HP feront } \frac{1}{4} \text{ de travail en moins que les cylindres BP.}$$

Pratiquement  $x$  varie de 2 à 3 parce que le diamètre minimum du petit cylindre est déterminé par la nécessité de développer la puissance et l'effort de traction nécessaires et que le diamètre maximum du grand cylindre est déterminé par les raisons d'encombrement déjà indiquées (1).

Pratiquement aussi si les sections du circuit BP sont insuffisantes par rapport à celles du circuit HP, la pression  $p'$  au RI au lieu de rester constante, croîtra avec la vitesse du fait des laminages (ceci est le cas de toutes les machines compound anciennes). Les travaux HP s'en trouveront diminués et sur ces machines malgré leur rapport  $\frac{1}{x} > \frac{1}{4}$  on peut pratiquement se rapprocher de l'égalité des travaux.

### c) Cran de marche critique de Mallet.

#### *Influence du mode de conduite.*

La puissance de la machine étant en gros déterminée par le degré d'introduction au cylindre HP la pression à la boîte à vapeur HP conservant toujours sa valeur maximum voisine du timbre, quel est pour chaque cran HP le cran de marche BP qui correspond théoriquement sur une machine donnée au rendement maximum ?

Si le cran de marche BP adopté est tel que le volume de vapeur admis dans ce cylindre (ce volume dépend du degré d'introduction et de la compression correspondante qui a plus ou moins rempli les espaces morts) est égal,

(1) Comme nous verrons plus loin que le meilleur rapport des crans de marche est voisin de l'unité, d'où  $\frac{f(A_0)}{f(A_1)} = 1$  il en résulte que le rapport du volume des cylindres se détermine par la condition de se rapprocher le plus possible de l'égalité de travaux.  $x$  est égal à 2,46 sur la plupart des 230-000, 2,75 sur les 230-800, 2,31 sur les 231-500, 2,13 sur les 241-000, 2,15 sur les 141 P, et 2,71 sur la 242 A 1.

sans variation de pression, au volume de vapeur échappé du cylindre HP (ce volume dépend des 2 périodes d'échappement correspondant au cran donné) la détente se poursuit comme si l'évolution de la vapeur avait lieu dans un cylindre unique.

Si le cran de marche BP adopté est supérieur à celui ci-dessus, il y a évidemment détente de la vapeur au RI sans travail extérieur (cette détente accompagnée d'une baisse de température l'est toujours aussi d'une surchauffe de la vapeur qui combat les phénomènes d'actions de paroi (1)).

La surface ABGF (fig. 90) représentant le travail HP augmentera au détriment de celle FGCDE représentant le travail BP ; à la limite la machine fonctionnerait comme si elle était à simple expansion avec son seul cylindre HP. La figure 95 a. compare le travail HP avec une pression normale  $P_2$  au RI (surface du diagramme hachuré croisé) et le travail HP avec une pression insuffisante  $p'$  au RI (surface du diagramme hachuré oblique). La figure 95 b compare le travail BP avec une pression normale  $P_2$  au RI (surface du diagramme hachuré croisé) et le travail BP avec une pression insuffisante  $p'$  au RI (surface du diagramme hachuré). En gros l'insuffisance de pression au RI donne lieu à la perte de travail représentée par l'aire triangulaire  $GG_1G_2$  (figure 95 a).

Si le cran de marche BP adopté est inférieur il se produira au contraire une surpression au RI.

La surface ABGF (figure 90) représentant le travail HP diminuera en faveur de celle FGCDE représentant le travail BP ; à la limite la machine fonctionnerait comme si elle était à simple expansion avec son seul cylindre BP. La surpression au RI, diminue considérablement le rendement du cylindre HP et par suite celui du groupe. Pour toute pression donnée il existe en effet un rapport de détente déterminé correspondant à la meilleure utilisation thermique du fluide. Au-dessous de ce rapport la consommation de vapeur augmente par l'insuffisance d'expansion ; au-dessus elle augmente par suite surtout des pertes résultant d'un accroissement de l'écart de température dans le cylindre entraînant les pertes connues.

La figure 94 a. compare le travail HP avec une pression normale  $P_2$  au RI (surface du diagramme hachuré oblique) et le travail HP avec une pression excessive  $p'$  au RI (surface hachurée croisée moins surfaces hachurées horizontales).

La figure 94 b. compare le travail BP avec une pression normale  $P_2$  au RI (surface du diagramme hachuré oblique) et le travail BP avec une pression excessive  $p'$  au RI (surface du diagramme hachuré croisé moins surface hachurée horizontale). Il est évident que la somme des travaux HP et BP avec une pression normale  $P_2$  au RI est supérieure à celle avec pression excessive  $p'$ . Remarquez en particulier l'existence de boucles aux 2 diagrammes HP et BP.

Le cran optimum BP qui répond à la condition du meilleur rendement ainsi défini a été appelé par Mallet le cran critique. Pour une machine donnée (rapport des volumes des cylindres, volumes du RI, section des circuits, régulation) il dépend d'abord du cran HP, mais aussi de la vitesse par l'effet des laminages, de la pression d'admission au cylindre HP et des régulations HP et BP.

Si les sections du circuit BP sont insuffisantes par rapport à celles du circuit HP, tout en conservant le même rapport  $\frac{A_0}{A_1}$  entre les introductions, la pression  $p'$  au RI au lieu de rester constante croitra avec la vitesse ; si au contraire les sections BP sont surabondantes par rapport à celles du circuit HP la pression  $p'$  baissera avec la vitesse. C'est pour améliorer le circuit BP et augmenter son travail que l'on a modifié la BP seule d'une importante série de 231-500.

Plus parfaits sont les circuits de vapeur, plus faible est l'écart entre la pression  $P_2$  (figure 90) et les horizontales voisines des 2 diagrammes réels et plus il est nécessaire de s'astreindre à utiliser des crans BP réduits. L'expérience a montré qu'à condition de donner aux sections de passage de vapeur, notamment à travers les distributeurs BP, une valeur capable d'éviter l'effet des laminages, le facteur vitesse est éliminé dans la recherche du cran critique. Quelle que soit la qualité du circuit on n'a jamais non plus intérêt à laminier au régulateur pour régler la puissance de la machine, ce laminage s'accompagnant dans les conduits d'admission d'une perte de travail par détente analogue à celle se produisant au RI si le cran BP est trop allongé. Le facteur pression d'admission au cylindre HP est donc aussi pratiquement éliminé.

On peut alors théoriquement déterminer les crans critiques dans les hypothèses simples suivantes :

- la chute inévitable et minimum de pression au RI est constante à tous les crans de marche et nécessite une augmentation fixe du cran critique de 10 %.
- pendant l'avance à l'échappement HP, il n'y a pas débit au RI mais continuation de la détente.
- au cran minimum BP de 30 %, la compression suffit à remplir l'espace mort, au cran maximum BP 70 % il faut une avance à l'admission de 10 % de la course pour le remplir, entre ces crans il faut une avance à l'admission proportionnelle à l'écart :
- Les deux régulations HP et BP sont identiques.

Le cran critique est déterminé par la condition que la phase HP d'échappement multipliée par le rapport des volumes des cylindres  $\frac{1}{x}$  est égal à la phase d'admission BP. Nous aurons par exemple (figure 65) cran HP : 40 %

(1) Il serait cependant utopique de vouloir sécher de la vapeur saturée ou la surchauffer suffisamment afin d'éviter les pertes par action de paroi au cylindre BP par ce procédé. Avec de la vapeur au litre de 0,95 et à la pression initiale de 8 hpz (supérieure à celle du RI) il faudrait laminier jusqu'à la pression atmosphérique. Pour la même raison le laminage au régulateur pour l'admission HP est parfaitement nuisible. La détente de 15 à 10 hpz n'augmente même pas le titre de la vapeur saturée de 1 % par contre la puissance disponible dans le volume de vapeur admis a été réduite d'un tiers. C'est qu'une grande partie de la chaleur contenue dans cette vapeur a été rendue inapte à produire du travail mécanique, c'est là le type même du phénomène de la dégradation de l'énergie. Ces résultats se réduiront facilement du diagramme de Mollier (Voir chap. VII § 2°b) fig. 100 bis.

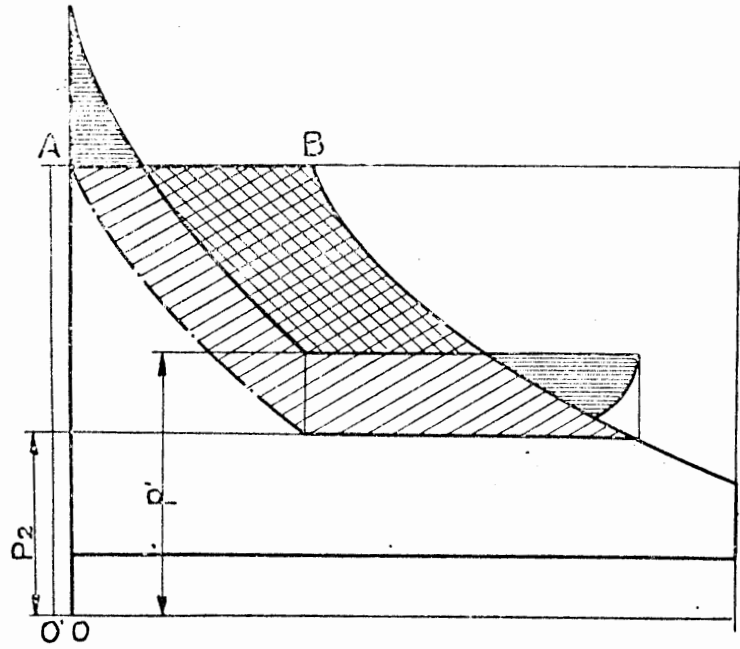


FIG. 94a

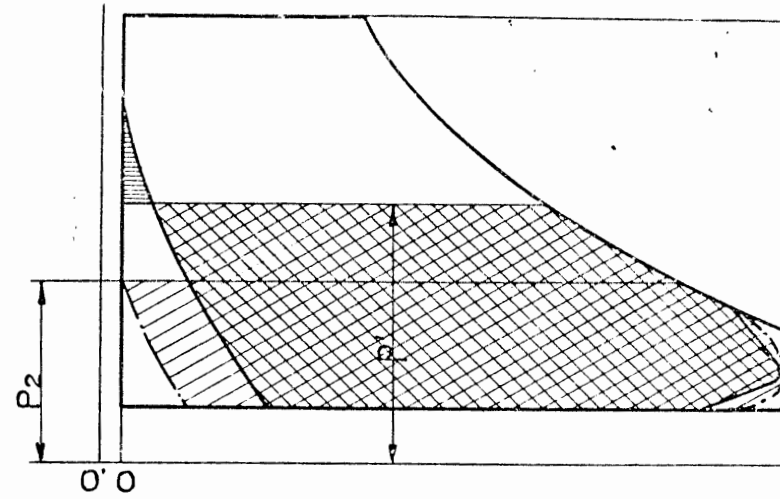


FIG. 94 b

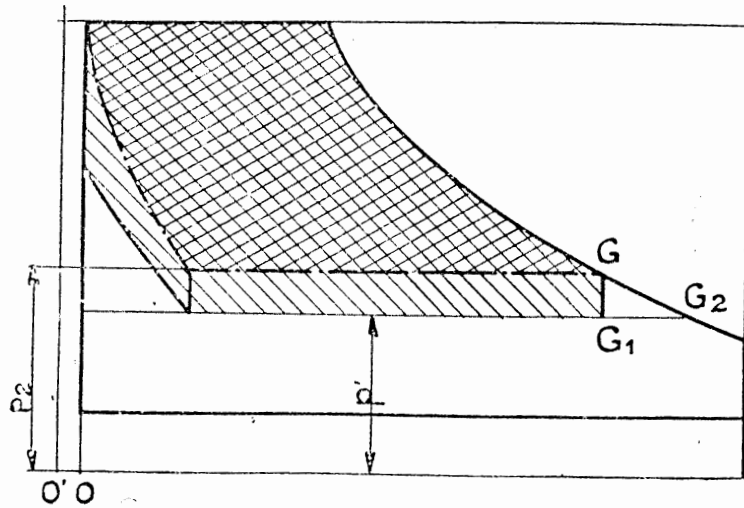


FIG. 95 a

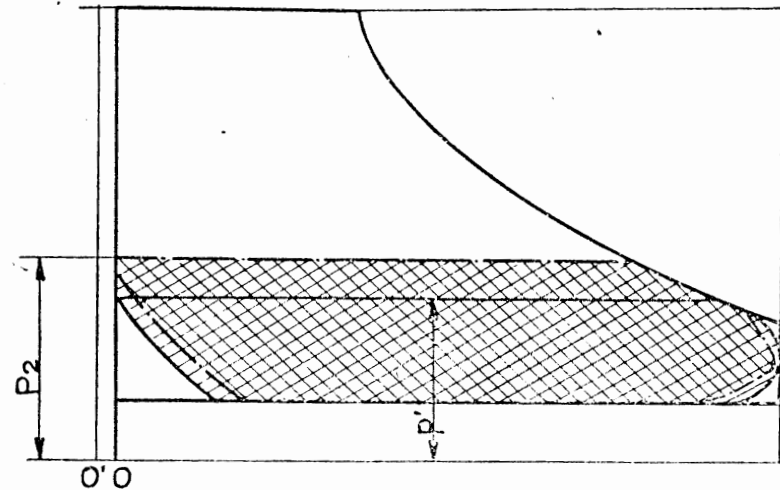


FIG. 95 b

— échappement : 76,5 % —  $\frac{1}{x} = \frac{1}{2,45}$  — cran BP (1<sup>ère</sup> estimation) :  $\frac{76,5}{2,45} = 31\%$  — cran BP rectifié : 35 %  
 $\therefore 10\% + 3\% = 48\%$

On aboutit ainsi au tableau ci-dessous de liaison des crans :

| Cran H.P. | Cran B.P. |
|-----------|-----------|
| 30        | 43        |
| 40        | 48        |
| 50        | 53        |
| 60        | 57        |
| 70        | 62        |
| 85        | 60        |

Des essais pratiques ont aussi montré que dans les conditions ci-dessus éliminant les laminages on se rapproche des meilleures conditions de marche (1) en liant les crans HP et BP et non en laissant le cran BP à foud de course. Cette liaison doit réaliser, pour une machine donnée, un rapport variable des crans suivant une loi bien déterminée. En règle générale les introductions HP et BP doivent être voisines et réduites ensemble. Ce n'est qu'au très faibles introductions HP (20 %) qu'il y aurait intérêt à allonger un peu la marche BP. sur les 141 P par exemple on a pu par une étude spéciale de la distribution (sections de passage, volumes des cylindres, espaces morts, phases) réaliser la distribution à crans égaux et obtenir ainsi la simplification maximum du mécanisme. Chaque tiroir BP reçoit le même mouvement que le tiroir HP voisin par un simple arbre de renvoi. Une marche tranquille et un écoulement de vapeur suffisant à grande vitesse sont obtenus à des crans d'admission très réduits tels que 20 %.

Pour la conduite rationnelle des machines à marches indépendantes on peut donner comme règle pratique si la liberté d'allure de la machine le permet, de maintenir au RI une pression toujours égale environ au quart de celle à la boîte à vapeur HP.

### 3° Dispositifs de démarrage.

#### a) Effort maximum au démarrage.

Soit (fig. 96 a)  $v$  et  $v'$  les volumes des cylindres HP et BP d'un groupe compound,  $p$  la pression maximum d'admission. Pour une admission à 100 % aux cylindres HP et BP la pression  $p'$  au RI est donnée par la formule simplifiée (loi de Mariotte).

$$p' = (p + 1) \frac{v}{v'} - 1$$

Les travaux HP et BP sont respectivement égaux aux surfaces I et II de la figure 96 a.

Si l'on prend un cran BP inférieur  $\frac{OD_1}{OC}$  (fig. 96 b), le travail BP augmente au détriment du travail HP et davantage que ce dernier diminue. L'effort de traction maximum de la machine compound s'obtiendrait donc pour un cran d'introduction BP =  $\frac{v}{v'}$ . La surface du diagramme BP serait AA<sub>2</sub>C<sub>1</sub>CO, le travail HP serait nul.

Pour un cran BP de 100 % (fig. 96a), la somme des travaux HP et BP est minimum, mais les risques de patinage sont minima parce que la différence des surfaces I et II est minimum.

L'effort de traction maximum de la machine à simple expansion à deux cylindres de volume  $v'$  est proportionnel à la surface du rectangle ABCO.

Quel que soit le cran BP, on voit que l'effort de traction maximum d'une machine compound est toujours inférieur à celui de la machine à simple expansion ayant un cylindre identique au gros cylindre de la machine compound. Remarquons que cette observation n'est pas contradictoire avec celle déjà faite que le travail théorique d'une machine compound est le même que celui produit dans une machine à simple expansion ayant un cylindre identique au gros cylindre de la

(1) C'est-à-dire celles correspondant pour une machine donnée à une détente continue dans les 2 cylindres. Les meilleurs conditions d'établissement d'une machine donnée seront celles permettant de réaliser aux allures normales de marche à la fois l'égalité des écarts de température et l'égalité des travaux des 2 groupes de cylindres.

machine compound. En effet, dans la machine à simple expansion, on admet pouvoir introduire le volume de vapeur  $v'$  alors que, dans la machine compound, on ne peut introduire au maximum que le volume  $v$  du cylindre HP. A égalité de puissance moyenne une machine compound sera donc moins puissante au démarrage qu'une machine à simple expansion (de 20 à 40 % environ).

b) Moyens employés pour accroître l'effort au démarrage.

Nous pouvons calculer (fig. 96 a) qu'avec un rapport  $\frac{v}{v'} = \frac{1}{2,5}$ , une admission à 100 % aux cylindres HP et BP et une pression  $p = 18$  hpz, la pression  $p'$  au RI était égale à 6,6 hpz. En réalité,  $p'$  est bien inférieur à ce chiffre parce que :

— la loi de détente n'est pas une hyperbole équilatère (loi de Mariotte).

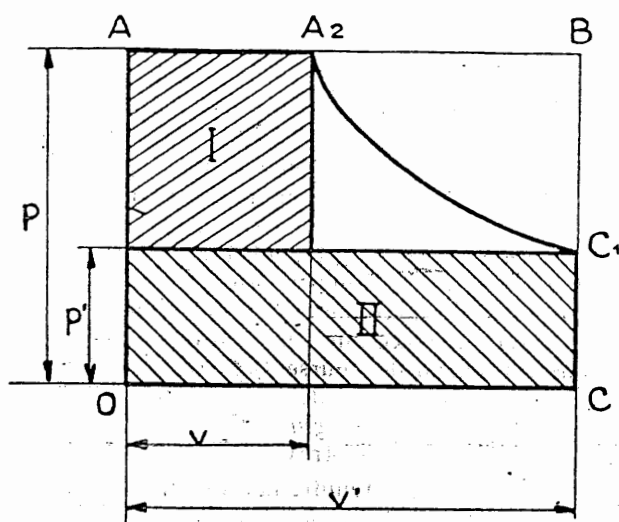


FIG. 96 a

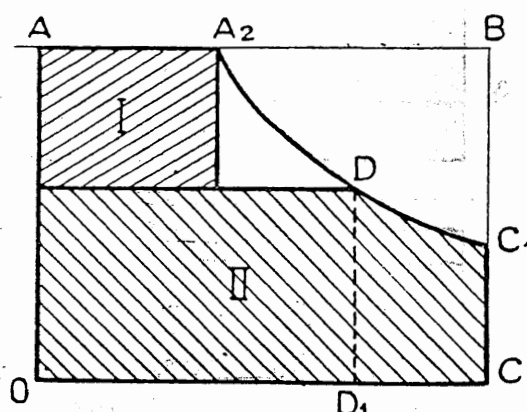


FIG. 96 b

— la distribution ne permet qu'une admission maximum de 70 % environ.  
 — tout le volume de vapeur admis à la HP ne s'écoule pas à la BP du fait des espaces morts des cylindres HP et BP et des phases de compression.

— une perte de charge inévitable se produit entre les cylindres HP et BP.

On aura par exemple (fig. 97 a) pour une admission de 70 % à la HP et à la BP, une pression au RI de 3 hpz.

La somme des travaux HP et BP représentée par la somme des surfaces I et II est encore inférieure à celle correspondante de la figure 96 a avec 100 % d'admission à la HP et à la BP.

De l'examen de la figure 97 a, on déduit trois modes de fonctionnement distincts d'une machine compound. :

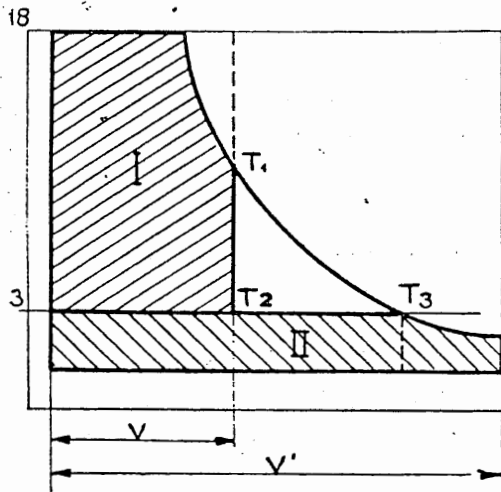
1° Marche normale en compound.

Elle est la plus économique, mais n'assure pas le démarrage. En effet, à l'ouverture du régulateur, la vapeur ne peut agir, suivant la position des manivelles, que dans un ou les deux cylindres HP qui sont de petit diamètre. Au bout d'un tour de roue, la machine développe l'effort de traction moyen (fig. 97 a) ; il est à ce moment conseillé de relever le cran de marche BP de manière à faire disparaître ou à réduire la perte par détente sans travail au RI (surface  $T_1T_2T_3$ ) sans

toutefois dépasser un cran légèrement supérieur à  $\frac{v'}{v} = 40\%$  ou la pression maximum permise au RI par la soupape de sûreté (6 hpz en général) (fig. 97 b). On augmente ainsi l'effort de traction moyen.

2° Marche en compound avec admission directe additionnelle à l'étage BP.

Elle assure généralement le démarrage. En laissant la marche BP à fond de course, on maintient un effort de traction. (fig. 97 c) plus élevé qu'en compound. Ce mode de fonctionnement est intéressant à employer pour augmenter l'effort de traction à faible vitesse avec un train lourd lorsqu'on approche de la limite d'adhérence parce qu'il égalise assez bien les efforts moteurs sans consommation exagérée de vapeur.



$$\frac{v}{v'} = \frac{1}{2,5}$$

$$A_0 = 70\%$$

$$A_1 = 70\% \text{ maximum}$$

$$p = 18 \text{ hpz}$$

$$p' = 3 \text{ hpz}$$

FIG. 97 a

3° Marche avec les deux mécanismes HP et BP isolés. Le dispositif le plus répandu comporte un robinet commandé par une manœuvre spéciale du mécanicien, placé sur le conduit reliant l'échappement de chacun des cylindres HP au RI. Dans la position normale de marche, ces robinets mettent les cylindres HP en communication avec le RI. Mais, dans la position « non Compound » une dérivation conduit la vapeur d'échappement HP directement à l'atmosphère. Une prise de vapeur vive directe pour l'alimentation du RI est ouverte par le mécanicien indépendamment de la manœuvre des robinets de dérivation. L'effort de traction maximum est obtenu avec les marches à fond de course (fig. 97 d) et ouvertures maximum des deux régulateurs. Il est supérieur à celui des figures 97 b et 97 c, mais égalise moins bien les travaux HP et BP.

Il permet d'atteindre la limite d'adhérence.

Ce mode de fonctionnement ne s'emploie que pour assurer le démarrage et développer pendant les premiers tours de roue un effort très énergique. On doit revenir ensuite au mode compound avec au besoin admission

directe au RI afin de mieux égaliser les efforts moteurs et de réduire la consommation de vapeur.

#### 4° Conclusions.

##### a) Evolution du compoundage.

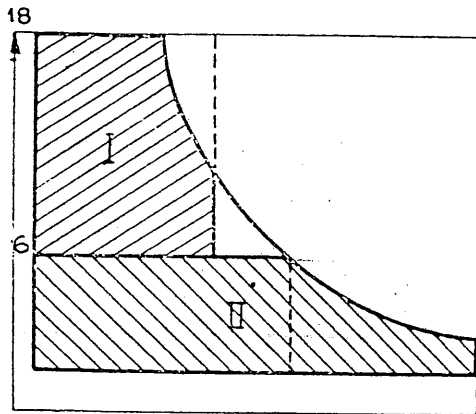
Les avantages généraux de la double expansion venant d'être étudiés, résumons les améliorations qui lui ont été apportées depuis son application :

— augmentation de section des circuits de vapeur, particulièrement à l'étage BP où l'influence des laminages est beaucoup plus néfaste qu'à l'étage HP.

— augmentation des orifices des distributeurs grâce à l'emploi de soupapes, de distributeurs à longue course à la HP et de distributeurs doubles à la BP.

— augmentation du volume de la boîte à vapeur BP et du RI pour amortir les oscillations de pression.

— étude spéciale des régulations et réalisation de la liaison des crans en vue de les disposer pour la marche la plus avantageuse.



$$\frac{V}{V'} = \frac{1}{2.5}$$

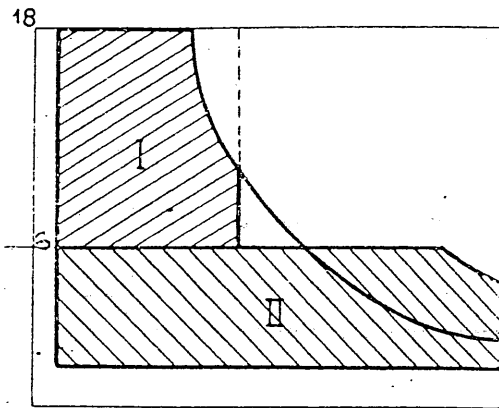
$$A_0 = 70\%$$

$$A_1 = \text{minimum}$$

$$p = 18 \text{ hpz}$$

$$p' = 6 \text{ hpz}$$

FIG. 97 b



$$\frac{V}{V'} = \frac{1}{2.5}$$

$$A_0 = 70\%$$

$$A_1 = \text{maximum}$$

$$p = 18 \text{ hpz}$$

$$p' = 6 \text{ hpz}$$

FIG. 97 c

— relèvement de la surchauffe vers 380° à 400° de façon à assurer à l'admission BP une surchauffe résiduelle de l'ordre de 100°.

— utilisation d'un échappement à haut rendement.

Citons les résultats suivants : dans certaines conditions de marche, les cylindres BP de machines Pacific dont la puissance n'atteignait que 400 cv. à 105 km/h, ont développé après transformation une puissance de 1350 cv. à la même vitesse, la puissance à la HP étant dans les deux cas, voisine de 1.400 cv.

#### b) Inconvénients généraux du compoundage.

— Pertes par rayonnement extérieur plus importantes qu'en simple expansion, les surfaces des cylindres, boîtes à vapeur étant plus grandes.

— Chute de pression inévitable entre les deux cylindres.

— Machines plus compliquées. Le rendement mécanique est diminué.

Les difficultés de démarrage exigent l'addition de dispositifs spéciaux.

Le poids du mécanisme, les dépenses de premier établissement sont augmentés. Les dépenses d'entretien sont plus élevées (l'essieu BP constitue un point faible).

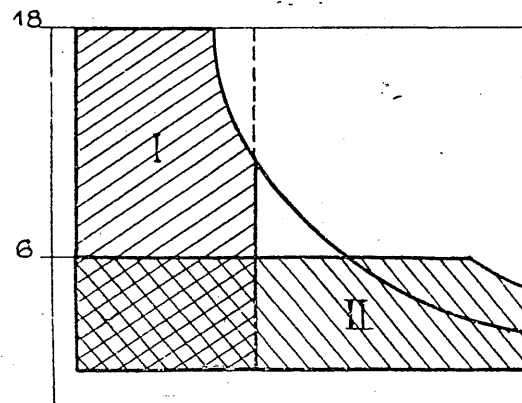


FIG. 97 d

### Résultats généraux et conclusions (1).

On estime généralement en France que les avantages l'emportent sur les inconvénients. La machine compound est plus avantageuse au point de vue consommation de combustible quelle que soit la vitesse et quelle que soit la puissance. Voici quelques chiffres comparatifs de consommation de vapeur par cheval-heure au crochet obtenus avec des Pacific dans les meilleures conditions de similitude.

| Vitesse | Puissance | Consommation     |          | Gain   |
|---------|-----------|------------------|----------|--------|
|         |           | Simple expansion | Compound |        |
| 110 km  | 1250 cv   | 15,7 kg          | 12,6 kg  | 24,5 % |
| 110     | 1000 cv   | 14,1             | 13,1     | 7 %    |
| 50      | 1250 cv   | 10               | 8,5      | 15,5 % |

En moyenne, c'est une économie de 15 % de charbon environ.

Lorsque la puissance exigée par un type de locomotive à l'étude pourrait être obtenue avec deux cylindres, il convient d'opposer au chiffre d'économies de combustible susceptibles d'être réalisés par le compoundage les frais supplémentaires de construction et d'entretien. Pour les locomotives très puissantes où l'on doit obligatoirement recourir à trois ou quatre cylindres et à des pressions de marches élevées le compoundage paraît, au contraire, tout indiqué.

Toutefois dans les pays étrangers où les questions d'économies de combustibles ne sont pas primordiales (Angleterre, U. S. A., Allemagne), on préfère en général les machines à simple expansion (économies sur le prix de construction et l'entretien).

(1) Voir numéro février-mars 1935 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*.