

DÉTERMINATION
DE LA
PUISSANCE IMPOSABLE

DES
Moteurs d'Automobiles

PAR
VICTOR BRIEN
Ingénieur au Corps des Mines

Le 12 juillet 1902, le Conseil provincial de Namur édicta un nouveau règlement relatif à la taxe sur les automobiles. L'article premier de ce règlement indiquait ce qu'il fallait entendre par *motocyclette*, *motocycle* et *automobile*; il établissait une taxe fixe pour les deux premières catégories d'appareils et une taxe dépendant de la puissance du moteur pour les *automobiles*. Ce règlement, modifié par résolution du même Conseil en date du 20 juillet 1903, fut appliqué à partir du 1^{er} janvier 1904. Les Ingénieurs des mines de Namur furent chargés par la Députation permanente provinciale de déterminer la puissance imposable des dits moteurs, et c'est ainsi que je me fus amené à m'occuper, avec le concours de mon collègue M. A. Breyre, de cet intéressant problème technique. Nous nous sommes arrêtés à une solution qui, tout en donnant des résultats suffisamment approchés, est, en pratique, d'une application très commode. Comme, depuis lors, l'initiative du Conseil de la province de Namur a été imitée dans d'autres provinces belges, je crois qu'il est intéressant de faire connaître, avec quelques détails, la méthode suivie à Namur.

Principe de la taxe. — Je dirai d'abord quelques mots du principe même qui sert de base à la taxe. A mon avis, ce principe est un des meilleurs qu'on puisse adopter. Le système, admis autrefois presque partout, consistant à imposer les automobiles d'après leur

poids, n'avait d'autre avantage que sa simplicité; il conduisait souvent, dans l'application, à des conséquences inadmissibles; c'est ainsi qu'on taxait moins, par ce procédé, une automobile de course coûteuse, puissante et légère, que mainte voiture de construction ordinaire.

On a aussi adopté ou proposé, comme base de la taxe, la vitesse kilométrique, le prix de la voiture, le volume engendré en une course par les pistons-moteurs, etc.; mais ces différents systèmes ont tous de graves inconvénients, car, ou bien le principe en est contestable, ou bien ils donnent lieu à de sérieuses difficultés d'application. La taxe prenant pour base la puissance du moteur est, au contraire, beaucoup plus rationnelle, car le constructeur doit proportionner cette puissance au poids de la voiture et à la vitesse kilométrique à atteindre, et ces divers éléments interviennent à leur tour dans la fixation du prix. Peut-être, si l'on se proposait de frapper surtout la vitesse, pourrait-on admettre au lieu d'une *taxe fixe par cheval*, une taxe variable, d'autant plus *faible* que le poids par cheval serait plus *fort*.

* * *

Du choix de la méthode. — Le seul inconvénient du mode de taxe en vigueur à Namur semblait consister, à première vue, dans la difficulté de déterminer, d'une manière commode et avec quelque précision, la puissance imposable. Pour le choix du procédé à adopter, nous ne pouvions nous aider de ce qui avait été fait ailleurs; en Belgique, ce mode de taxe n'était, à ce moment, appliqué nulle part; nous n'avions pas réussi non plus à nous procurer de renseignement utile sur ce qui pouvait avoir été fait à l'étranger dans cet ordre d'idées; en France notamment, d'après une lettre qu'a bien voulu nous écrire, en janvier 1904, M. L. Marchis, le savant professeur de Bordeaux, il n'existait à ce moment aucun procédé de détermination officielle qui pût nous servir d'exemple.

Méthodes expérimentales. — A première vue, il semble que le seul procédé vraiment sérieux et scientifique, pour déterminer la puissance d'un moteur (1), soit de l'essayer au frein. En réalité cependant, et pour les raisons suivantes, ce procédé est impraticable :

1° Il est toujours très difficile et souvent impossible de freiner un moteur d'automobile après montage ;

(1) Il n'est question dans cet article que des moteurs à essence.

2° On est exposé, de toute façon, à de nombreuses causes d'erreurs, et on ne pourrait guère déjouer les tentatives de fraude ;

3° On serait amené à taxer différemment des voitures identiques ;

4° Enfin les propriétaires trouveraient, à juste titre, le procédé gênant et vexatoire.

Il serait sans doute commode de freiner à l'usine, une fois pour toutes, les différents types de moteurs de construction courante et c'est, je crois, ce qui se pratique actuellement en France. Mais on ne pourrait guère songer à appliquer ce procédé que si le même système de taxe était adopté dans le pays entier et, en tout cas, le problème resterait à résoudre pour les anciens types de moteurs et pour les moteurs de fabrication étrangère.

Parmi les procédés de détermination expérimentale, il y en a cependant qui sont fort intéressants. Je citerai en premier lieu celui qui a été imaginé par M. Ringelmann, professeur à l'Institut agronomique de Paris et dont j'ai eu connaissance, il y a quelques mois seulement, par un article de M. G. Coupan paru, en 1903, dans le *Bulletin de la Société industrielle de l'Est* (1). D'après M. Coupan, « cet appareil (fig. 1) est formé de deux paires de tambours métalli-

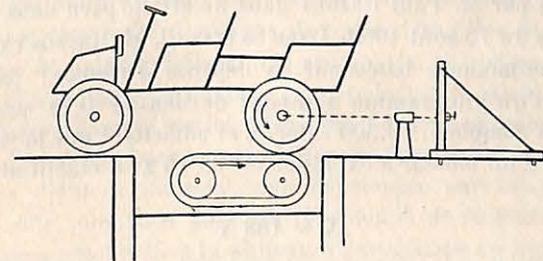


FIG. 1.

ques réunis par des courroies composées de bandes de cuir placées de champ; c'est en définitive un tapis roulant. On amène l'automobile sur l'appareil de façon que ses deux roues motrices portent sur les courroies, mais en même temps que l'axe de l'essieu et celui du

(1) *Les moteurs à alcool au point de vue mécanique*, conférence donnée le 8 décembre 1903, à l'Institut électrotechnique de Nancy, par M. G. Coupan professeur à l'Institut agronomique de Paris (*Bull. Soc. ind. Est*, n° 38, 1903).

tambour soient dans un même plan vertical. Les roues non motrices reposent sur le sol. Les roues motrices, en tournant, entraînent les tambours et leurs courroies; si on amarre le véhicule à un dynamomètre enregistreur, celui-ci indique, à tout moment, l'effort de traction; le nombre de tours de la roue multiplié d'abord par la distance entre l'axe de l'essieu et le plan horizontal tangent au tambour et, en second lieu, par 2π donne le chemin parcouru. On peut donc calculer le travail de l'effort transmis. En ralentissant la vitesse des tambours au moyen d'un frein à levier auquel on attache un poids connu, on se place dans les conditions analogues à celles que rencontre la voiture dans les rampes. »

Cet appareil, qui permet donc de déterminer la puissance disponible aux jantes, fonctionne, depuis 1902, à la station d'essai des machines agricoles annexé à l'Institut agronomique de Paris. J'ignore quels résultats il a donnés depuis son installation. Le procédé est, en tout cas, fort séduisant et il semble vraiment pratique et simple; cependant, si même j'en avais eu connaissance plus tôt, il ne pouvait être question de l'adopter à Namur, du moins dès le début, car une station d'essai comme celle qui vient d'être décrite ne s'improvise pas.

Je mentionnerai aussi, pour mémoire, les méthodes expérimentales préconisées par M. Paul Razous dans un article paru dans la *Revue scientifique* du 15 août 1903. Dans ce travail, M. Razous expose tout d'abord une méthode basée sur la dépense d'essence: partant du principe qu'un kilogramme d'essence de densité 0.71 produit par combustion complète, 10,500 calories et admettant que le *rendement thermique* d'un moteur à explosion est de 16 %, il établit aisément la formule

$$X = 188 V$$

dans laquelle X représente la puissance effective en chevaux-vapeur et V le nombre de litres d'essence consommés par heure. Pour obtenir X, il suffirait donc de déterminer V expérimentalement. Si la densité de l'essence employée était différente de 0.71, il faudrait modifier en conséquence le coefficient 188. Cette méthode serait sans doute d'application commode, mais elle a le tort de s'appuyer sur des hypothèses sujettes à caution et de conduire aussi à des résultats différents selon les conditions d'expérience.

Le même auteur imagine encore une autre méthode de résoudre le problème: il cherche à évaluer les travaux des différentes résistances

vaincues par le moteur pendant que la voiture effectue un parcours donné, par exemple quand elle gravit une côte: pesanteur, frottements intérieurs des mécanismes, frottement de roulement, pertes aux changements de direction, etc.; la somme de ces différents travaux est égale évidemment au travail développé par le moteur pendant la durée de l'expérience, d'où il est facile de déduire sa puissance. Malheureusement, comme on peut s'y attendre, il entre dans la formule de l'auteur tant de coefficients incertains et variables avec les circonstances, que la méthode doit conduire souvent à de grossières erreurs et qu'il ne peut donc être question d'en tenter l'application.

*
* *

Méthodes par formules. — Les considérations qui précèdent nous conduisirent donc à chercher à résoudre la question au moyen d'une formule *a priori*. Remarquons d'abord que le problème qui nous était posé « déterminer la puissance d'un moteur », était en somme indéterminé. De quelle puissance s'agissait-il? De la puissance développée sur le piston, de celle transmise par l'arbre coudé et qui se peut enregistrer au frein, ou de celle disponible aux jantes des roues motrices? S'agissait-il de la puissance maxima du moteur ou de sa puissance moyenne et dans ce dernier cas, que devait-on entendre par puissance moyenne? Nous n'avions naturellement à ce sujet aucune espèce d'instructions. Je rejetai vite l'idée de chercher à déterminer la puissance disponible aux jantes, car on ne peut guère songer à déterminer avec quelque exactitude, par le calcul, la proportion d'énergie absorbée par les mécanismes de transmission. J'estimai donc que la seule puissance susceptible de s'exprimer commodément au moyen d'une formule est celle développée sur les pistons; au surplus, cette puissance, pour un type donné de moteurs, est sensiblement proportionnelle à la puissance enregistrée au frein.

Or, on sait que la puissance d'un moteur à piston quelconque s'exprime par la formule

$$T = \frac{3.14 d^2 l p_m n}{4 \times 60 \times 75} \quad (a)$$

dans laquelle d est l'alésage du cylindre (exprimé en mètres),
 l , la course du piston (id.),
 p_m , la pression moyenne effective (en kilog. par m^2),
 n , le nombre de phases motrices par minute.

La puissance T est exprimée en chevaux-vapeur.

Dans les moteurs à vapeur, la pression moyenne p_m varie énormément selon la pression d'admission et selon le degré de détente. Dans les moteurs à explosion, au contraire, cette pression moyenne, fonction de la composition du mélange explosif, du degré de compression, etc., varie dans des limites beaucoup plus resserrées. Dans son traité classique sur les moteurs à gaz, M. A. Witz, donne comme valeur à adopter pour la pression moyenne absolue dans les moteurs à gaz fixes, le chiffre de 4^k25 par centimètre carré (soit donc 32,167 kilogrammes de pression effective par mètre carré).

Si nous introduisons cette valeur dans la formule (a) et si nous prenons le cas d'un moteur à un cylindre, à quatre temps et à simple effet, dans lequel le nombre de phases motrices est égal à la moitié du nombre de tours du moteur, nous aurons pour la puissance développée par un tel moteur :

$$T = 2.8 d^2 l n \quad (b)$$

les notations étant les mêmes que dans la formule (a), sauf que n désigne ici le nombre de tours par minute.

Pour un moteur polycylindrique, il faut naturellement multiplier le coefficient du second membre par le nombre de cylindres et par 2 si le moteur est à deux temps ou à double effet.

Pour les moteurs d'automobiles où la course du piston est faible et le nombre de tours très grand, il n'est guère possible de prélever des diagrammes d'indicateur et de mesurer directement la pression moyenne réalisée dans les cylindres. Mais on peut, tout au moins, déduire celle-ci d'essais au frein; ces essais ont montré que la pression moyenne dans les moteurs d'automobiles est, en général, nettement supérieure au chiffre cité plus haut, d'après M. Witz, pour les moteurs à gaz fixes. Ainsi, M. Hospitalier admet une pression moyenne absolue de 4^k63 par centimètre carré, ce qui conduit à la formule :

$$T = 3.13 d^2 l n \quad (c)$$

et M. Ringelmann 4^k9 par centimètre carré, ce qui donne :

$$T = 3.37 d^2 l n \quad (d)$$

Il semble, du reste, que les constructeurs aient cherché sans cesse à augmenter cette pression moyenne, fût-ce même au détriment de la

consommation d'essence, afin d'obtenir le maximum de puissance d'un moteur donné, et c'est pourquoi nous avons cru devoir adopter un chiffre supérieur à ceux proposés par ces deux expérimentateurs. Nous avons admis la formule :

$$T = 3.5 d^2 l n \quad (e)$$

qui se rapporte donc, ainsi qu'il a été dit plus haut, à un moteur monocylindrique, à 4 temps, à simple effet. Le coefficient 3.5 correspond à une pression moyenne absolue de 5^k06 . Ajoutons qu'il y a peut-être lieu d'augmenter encore quelque peu ce coefficient (1).

Avant d'indiquer comment on applique, dans la pratique, la formule ci-dessus, citons encore celles qui, à notre connaissance, ont été proposées. L'une d'elles, que nous a fait connaître M. Marchis, peut s'exprimer comme suit :

La puissance en poncelets est égale au 1/10 du nombre de litres engendrés par seconde par le piston moteur (toujours bien entendu, dans le cas d'un moteur monocylindrique, à 4 temps et à simple effet).

Si on traduit mathématiquement cet énoncé, on voit que ce n'est qu'une façon d'exprimer la formule (d) de Ringelmann.

M. le professeur H. Hubert m'a signalé une formule plus simple encore, qui donne souvent de bons résultats; c'est

$$T = 400 d^2 \quad (f)$$

dans laquelle d représente l'alésage du cylindre exprimé en mètres. Effectivement, certains constructeurs et notamment la maison Georges Richard, de Paris, utilisent cette formule, avec un coefficient variant, selon les alésages, entre 370 et 400. Cette relation, extrêmement simple, se justifie aisément; elle peut se déduire de la formule établie plus haut : $T = k d^2 l n$, en faisant l'hypothèse d'une vitesse linéaire de piston constante; cette vitesse v est égale, en effet, à $\frac{2 l n}{60}$; si donc v est constant, le produit $l n$ disparaît du second membre de la relation ci-dessus. La formule $T = 400 d^2$, citée plus haut,

(1) D'après les renseignements qui me parviennent, le coefficient actuellement employé à Namur est 4, ce qui correspond à une pression moyenne absolue de 5 k. 59.

suppose qu'on admet une pression moyenne, absolue de 4^k9 , et une vitesse linéaire de piston de 4 mètres par seconde (vitesse qui est à peu près la moyenne de celles admises actuellement par les constructeurs). Elle dérive donc encore de la formule de Ringelmann (*d*),

pour le cas où l'on prend $v = \frac{ln}{30} = 4$.

L'hypothèse d'une vitesse linéaire de piston constante peut être exacte pour les différents types de moteurs d'une même usine, mais elle est loin d'être vraie d'une façon générale. Les auteurs admettent que v peut varier de 3^m30 à 5 mètres. On peut vérifier, en effet, que cette vitesse varie dans de très larges limites, presque du simple au double, d'un constructeur à l'autre.

Une formule de la forme (*f*) ne peut donc, à mon avis, être employée comme formule générale pour les différents types de moteurs à essence (1).

Application de la formule (e).

A) MESURAGE DE L'ALÉSAGE d ET DE LA COURSE l . — A première vue, il semble que, dans cette formule, le seul facteur de détermination quelque peu délicate, soit le nombre de tours n . Mais en fait, l'ingénieur chargé de déterminer la puissance d'un moteur d'automobile éprouve souvent quelque difficulté d'en relever les dimensions. Souvent le démontage du moteur est ou semble nécessaire. Un tel démontage est, en somme, assez simple, surtout dans les moteurs modernes, et n'offre pas, en général, de sérieux inconvénients; il n'en est pas moins vrai qu'il constitue pour le propriétaire de la voiture un réel ennui, surtout si on n'a pas sous la main d'ouvriers spéciaux. Aussi, à Namur, tout en soutenant *en principe* que ce démontage pouvait toujours être exigible, nous sommes-nous efforcés d'y procéder le plus rarement possible. Nous croyons intéressant d'indiquer avec quelques détails, comment nous parvenions néanmoins à procéder à nos constatations.

Le carter de certains moteurs (Vivinus, 1903, par exemple) est pourvu, en face de chaque cylindre, d'un couvercle facilement amovible. Ce couvercle enlevé, il est possible, en se glissant sous la voiture,

(1) Une telle formule a cependant été adoptée dans plusieurs provinces, parce qu'elle supprime toute indécision dans le choix du nombre de tours et qu'elle permet, par conséquent à plusieurs opérateurs, d'arriver à des résultats identiques.

d'avoir accès aux cylindres et d'en relever l'alésage et la course des pistons.

A la partie supérieure des cylindres, il existe souvent une ouverture traversant la chambre à eau (soupape, robinet de décompression, etc.); on peut alors, par cette ouverture, introduire une tige mince rigide, et en plaçant successivement le piston dans ses deux positions extrêmes, en déterminer la course.



Fig. 2.

Par le tuyau de graissage du cylindre, il est possible, en mesurant les distances a , b et l'angle α (fig. 2), de déterminer approximativement l'épaisseur e du cylindre, d'où, connaissant son diamètre extérieur, on peut en déduire l'alésage.

Enfin j'ai imaginé un procédé permettant presque toujours de mesurer, sans démontage, l'alésage des cylindres. Il suffit d'introduire, par l'ouverture des soupapes, un compas à doubles branches, tel que celui représenté au croquis ci-contre (fig. 3); le profil en est étudié

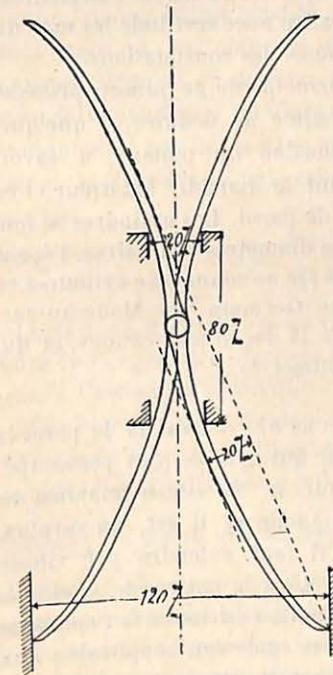


Fig. 3.

de telle façon qu'on peut introduire l'instrument par des ouvertures de 20 millimètres de largeur et 80 millimètres de profondeur et qu'on peut ensuite l'ouvrir jusqu'à mesurer des diamètres de 120 millimètres; on fait la lecture sur les branches extérieures, dont l'ouverture est égale (ou tout au moins proportionnelle) à l'alésage cherché. Le profil figuré ci-contre ne convient pas *absolument* à tous les types de moteurs, mais avec un jeu de deux ou trois compas différents, convenablement étudiés, on pourrait résoudre tous les cas de la pratique. J'ai dessiné et fait exécuter par un constructeur namurois, le compas figuré au croquis; il est d'un emploi très pratique; il a permis, sauf de rares exceptions, de renoncer au démontage des mo-

teurs. La difficulté, parfois, c'est d'introduire l'instrument; quand une des soupapes est dans l'axe du cylindre, comme c'est le cas, par exemple, pour certains moteurs Panhard et Levassor, la mesure est très aisée; il en est de même dans le cas, presque général, des soupapes placées latéralement, mais pas à trop grande distance de l'axe; il arrive cependant qu'on ne peut introduire le compas, parce que l'ouverture de passage des gaz est telle qu'on n'y peut faire passer une tige droite quelconque. J'avais imaginé alors de faire construire un compas en cuivre, de façon à pouvoir en courber les branches à volonté; les branches d'un tel compas, au lieu de se mouvoir dans un plan, décriraient donc dans l'espace, après déformation, une surface courbe. Mais je n'ai pas eu l'occasion de mettre cette idée à exécution et d'expérimenter si elle est réellement pratique.

Des mesures très précises des dimensions des moteurs ne sont, du reste, indispensables que quand on a affaire à un type nouveau, *non encore étudié*; dans ce cas, il importe non seulement de mesurer avec soin l'alésage et la course, mais encore d'en noter toutes les particularités et d'en relever les principales dimensions extérieures; on pourra alors, dans la suite, reconnaître avec certitude les moteurs du même type et simplifier en conséquence les constatations.

Enfin si l'on devait admettre le principe de ne *jamais* procéder au démontage, il serait toujours possible de déduire, à quelques millimètres près, la principale dimension du moteur, à savoir l'alésage des cylindres, en mesurant le diamètre extérieur et en comptant sur une épaisseur minima de paroi. Les cylindres se font presque toujours en fonte et, pour les diamètres ordinaires, l'épaisseur habituelle est de 6 à 7 millimètres; je ne connais de cylindres en acier que ceux des moteurs de l'usine Germain, de Monceau-sur-Sambre, qui les alèse par forage, à la façon des canons, et qui adopte une épaisseur de paroi de 5 millimètres.

B) DÉTERMINATION DU NOMBRE DE TOURS n . — C'est là le point le plus délicat du problème et c'est celui qui m'a le plus préoccupé. J'ai d'abord rejeté l'idée d'adopter pour n , la vitesse maxima du moteur; cette idée est, en effet, irrationnelle et il est, au surplus, presque impossible de définir ce qu'il faut entendre par vitesse maxima. En revanche, je me suis arrêté à la notion de *vitesse de régime*. Dans les machines fixes, cette notion est tout à fait courante et a un sens suffisamment précis; elle est également applicable aux moteurs actionnant des véhicules. Un constructeur, quand il étudie

un type de voiture, doit évidemment s'assigner d'avance une certaine vitesse de régime, qui entrera en ligne de compte dans le calcul de diverses pièces et dans le choix des procédés d'exécution; c'est d'après cette donnée qu'il calculera les dimensions des cylindres et qu'il proportionnera la boîte des changements de vitesse pour arriver à réaliser, en palier, la vitesse kilométrique désirée. Inversement, connaissant la *vitesse kilométrique* atteinte *en palier* par une voiture chargée en ordre de marche, on peut en déduire le nombre de tours n effectués, *dans ces conditions*, par le moteur. Si la voiture est bien conçue et bien proportionnée, cette allure, qu'on pourrait appeler vitesse kilométrique de régime, doit pouvoir, sans inconvénient, se soutenir indéfiniment; ce serait ce même nombre de tours qu'on ferait effectuer au moteur, en régime normal, s'il fonctionnait à poste fixe. C'est ce nombre n que je fais entrer dans la formule (e). Il est facile, en général, de se renseigner avec une certaine approximation sur la vitesse kilométrique qu'on peut réaliser en palier avec une automobile, et on arrive même en peu de temps à l'évaluer soi-même assez exactement. Cette vitesse de V km. à l'heure étant connue, n s'en déduit pratiquement comme suit: on cale une des roues motrices; on embraye en grande vitesse; au moyen de la manivelle de mise en marche, on fait effectuer lentement au moteur un certain nombre x de tours; on compte le nombre y (entier ou fractionnaire) que fait la roue motrice non calée; D étant, exprimé en mètres, le diamètre de cette roue (écrasement déduit), n résulte de la formule

$$n = \frac{2 \times 1000 \times V \times x}{60 \times 3.14 \times D \times y}$$

Le facteur 2 qui figure au numérateur se justifie par le fait qu'au cours de l'expérience, la roue non calée tourne deux fois trop vite, grâce à l'action du différentiel.

Mais le chiffre n ainsi calculé ne doit pas être admis sans contrôle; la valeur de V qui entre dans la formule est, en effet, assez incertaine. De plus, n doit satisfaire à plusieurs conditions. Il faut que la vitesse linéaire v du piston qui en résulte $\left(v = \frac{ln}{30}\right)$ ne s'écarte pas trop de la vitesse linéaire généralement admise, soit 4 mètres par seconde, ou tout au moins de celle adoptée pour les moteurs de même marque. Il convient aussi que cette valeur de n ne diffère pas trop sensiblement de celle que s'est assignée le constructeur et qu'il fait souvent

connaître dans ses catalogues. Enfin, il y a lieu parfois de vérifier si cette valeur de n introduite dans la formule (e) ne conduit pas à une puissance trop différente de ce qu'on peut appeler « la puissance commerciale »; mais il va sans dire que cette dernière considération est d'importance tout à fait secondaire et qu'il ne faut s'y arrêter que pour des raisons très sérieuses.

Les différentes conditions ci-dessus, auxquelles doit satisfaire n , peuvent être naturellement plus ou moins incompatibles entre elles, mais elles permettent toutefois de resserrer les limites entre lesquelles le choix se portera, et, en pratique, quand nous avons eu des hésitations, ce n'était jamais qu'entre deux chiffres assez rapprochés.

Exemples. — Je pense qu'il est intéressant de mettre sous les yeux du lecteur quelques exemples de nos déterminations.

I. *Moteur de Dion-Bouton.* — 1 cylindre, 4 temps, simple effet; $d = 0^m100$, $l = 0^m120$. Vendu pour 9 chevaux. D'après le constructeur, le nombre de tours peut atteindre 1,800. Si on admet une vitesse kilométrique $V = 40$, ce qui est déjà considérable, vu les faibles dimensions du moteur, on trouve qu'à cette vitesse, le moteur tourne à près de 1,400 tours; la vitesse linéaire v du piston est alors de 5^m60 . Avec ces données $T = 3.5 \times 0.01 \times 0.12 \times 1400 = 5.88 = 6$ chevaux. Ce chiffre est notablement inférieur à celui de la puissance commerciale; celle-ci a sans doute été calculée ou mesurée, par le constructeur, pour un nombre de tours très grand.

Il n'est guère possible cependant de majorer la valeur de n que nous avons admise, puisque les vitesses V et v qui en résultent sont en quelque sorte maxima.

II. *Moteur Germain, type Standard.* — 4 cylindres, 4 temps, simple effet; $d = 0^m095$, $l = 0^m130$; puissance commerciale: 16 chevaux. D'après le constructeur $n = 750$. En adoptant ce chiffre, on trouve $v = 3^m25$ seulement et $T = 12$ chevaux. Avec $n = 850$, $v = 3^m68$, ce qui se rapproche donc de la vitesse linéaire moyenne (4 mètres par seconde) et ce qui correspond, pour la voiture étudiée, à une vitesse $V = 56$ kilomètres à l'heure, parfaitement admissible. C'est ce chiffre qui a été adopté; il conduit à une puissance $T = 4 \times 3.5 \times 0.095^2 \times 0.13 \times 850 = 13.94 = 14$ chevaux.

III. *Moteur Vivinus, type 1903.* — 4 cylindres, 4 temps, simple effet; $d = 0.085$, $l = 110$. Puissance commerciale: 10 chevaux. On a pris $n = 1000$, ce qui correspond à $V = 50$ kilom. et $v = 3^m67$,

chiffres assez modérés, qui donnent $T = 11$ chevaux (donc plus que la puissance commerciale).

Ces trois exemples, pris au hasard, montrent notamment que les différents constructeurs se font des conceptions très différentes de ce que nous avons appelé la « puissance commerciale » des moteurs (cf. notamment exemples I et III); ils indiquent aussi, comme je l'ai annoncé plus haut, que la vitesse linéaire du piston varie, selon les types, dans de très larges limites. Disons en passant qu'à ce point de vue, il semble y avoir une tendance générale à augmenter de plus en plus cette vitesse linéaire et que celle-ci est aujourd'hui fort fréquemment supérieure à 4 mètres par seconde.

•••

Le procédé exposé ci-dessus est employé à Namur depuis plus de trois ans. Il n'a donné lieu à aucune difficulté. Il est à la fois pratique et suffisamment exact. Les évaluations auxquelles il a conduit ne diffèrent pas trop, en général, de celles des constructeurs, avec toutefois une tendance marquée à leur rester inférieures. Il n'a pas naturellement la prétention de résoudre d'une façon rigoureuse le problème posé. Celui-ci, au surplus, n'a absolument rien de scientifique; il est purement pratique; il est clair *a priori* qu'aucune formule, si exacte soit elle, ne peut convenir aux différents types de moteurs à essence; les hypothèses qui ont servi à l'établir ne sont évidemment qu'approximatives, et il en est par conséquent de même des résultats; mais c'est tout ce qu'on leur demande. En matière de taxe, il est illusoire de vouloir atteindre la rigueur. Chacun sait que les formules officielles pour déterminer la puissance des machines à vapeur conduisent souvent à des résultats fortement erronés, parce que, dans bien des cas, les hypothèses qui en sont le point de départ, ne sont pas, en fait, réalisées. Pour les moteurs à essence, on peut être sûr tout au moins, en employant notre méthode, de ne pas faire d'erreur trop grave. Le fait que le choix du nombre de tours est laissé à l'appréciation de l'ingénieur vérificateur, loin d'être un inconvénient, est plutôt un avantage, en ce sens qu'il donne de la souplesse à la formule et qu'il laisse une certaine marge pour se rapprocher de résultats reconnus incontestables.

Disons enfin, pour terminer, que les ingénieurs ou techniciens chargés d'appliquer la méthode doivent évidemment tenir compte des

progrès de la science automobile et se préoccuper notamment de la façon dont évoluent ces deux facteurs importants : la pression moyenne réalisée dans les cylindres moteurs et la vitesse linéaire des pistons.

Mons, avril 1907.

Service des Accidents miniers et du Grisou

LES
INFLAMMATIONS DU GRISOU

DANS LES

Exploitations souterraines de terres plastiques

PAR

VICTOR WATTEYNE

Inspecteur général des mines, à Bruxelles.
Chef du Service des Accidents miniers et du grisou.

I. — Introduction.

Le 3 décembre 1898, notre collègue, M. Libert, alors ingénieur en chef directeur du 5^{me} arrondissement des mines, à Namur, publiait dans les *Annales des Mines de Belgique*, (t. IV, 1^{re} livr., p. 48), une note sur « la présence des gaz hydrocarbonés dans les exploitations souterraines des minières et carrières », dans laquelle il faisait connaître les circonstances de divers accidents, occasionnés par ces gaz, dans deux exploitations de minerais de fer et dans trois carrières souterraines de terres plastiques de la province de Namur.

Ces trois derniers accidents étaient survenus en 1889, en 1891 et en 1897 et avaient occasionné des brûlures plus ou moins graves à cinq ouvriers.

Depuis lors, plusieurs inflammations se sont encore produites dans des exploitations de terres plastiques de la même région.

Il nous a paru utile, de « mettre à jour », le travail de M. Libert, en relatant les circonstances des accidents de