

Celui-ci a lieu au moyen d'un pont roulant et d'un petit chariot qui saisit chaque container par les 4 crochets dont il est muni aux angles supérieurs (Fig. 8). L'opération de passage du container du wagon reçu sur le wagon à expédier ne dure pas plus d'une minute.

160 wagons contenant 800 containers sont actuellement déchargés et rechargés chaque jour — 191 000 ont été ainsi transbordés en 1934.

L'extension du système se poursuit sur le Pennsylvania qui possède environ 3 700 containers à doubles portes destinés au trafic des petits colis, 800 wagons plats de 12 m équipés pour transporter chacun 5 containers et 25 wagons plats de 16 m pour transporter chacun 8 containers.

Jusqu'ici, Enola est le seul centre de transbordement de ce genre.

C.

4. Le développement de la locomotive à turbines en Allemagne⁽¹⁾

Après une description sommaire des premières locomotives à turbines allemandes, l'auteur expose les résultats des essais effectués (au banc ou en ligne) et indique quels sont les inconvénients principaux qui ont été mis en évidence sur les locomotives soumises à ces essais.

A la suite des constatations faites, certaines modifications ont été apportées à ces locomotives : l'auteur résume les principales d'entre elles et les améliorations constatées lors de nouveaux essais.

Enfin il expose quelques projets de nouvelles locomotives à turbines, tenant compte de ces perfectionnements.

Historique et description sommaire des premières locomotives à turbines construites en Allemagne. — C'est en 1910 que fut réalisée la première locomotive à turbines : il s'agissait d'une petite locomotive de manœuvres (Fig. 9) construite par les usines Miami et Sylvestri à Milan. Son moteur comprenait 4 turbines à vapeur, entraînant les deux essieux par transmission mécanique. La vapeur, après avoir travaillé dans les turbines, n'était pas condensée, mais évacuée à l'extérieur

par la tuyère d'échappement de la locomotive. Cette locomotive a fait, pendant un certain temps, des parcours sur une voie d'essai.

Depuis cette époque, toute une série de locomotives à turbines ont été construites ; quelques unes n'ont pas dépassé le stade des essais, d'autres ont fonctionné en service régulier.

En Allemagne, les premiers essais de locomotives à turbines ont été faits :

— en 1924, avec une locomotive construite par Krupp ;

— en 1926, avec une locomotive construite par Maffei.

Ces deux locomotives étaient munies de turbines type Zoelly, déjà essayées avec succès sur une locomotive construite en Suisse.

La Reichsbahn possède également un tender-moteur à turbines Zoelly, construit par la Maison Henschel et Fils à Cassel, qu'on utilise accouplé à une locomotive à pistons type P. 8

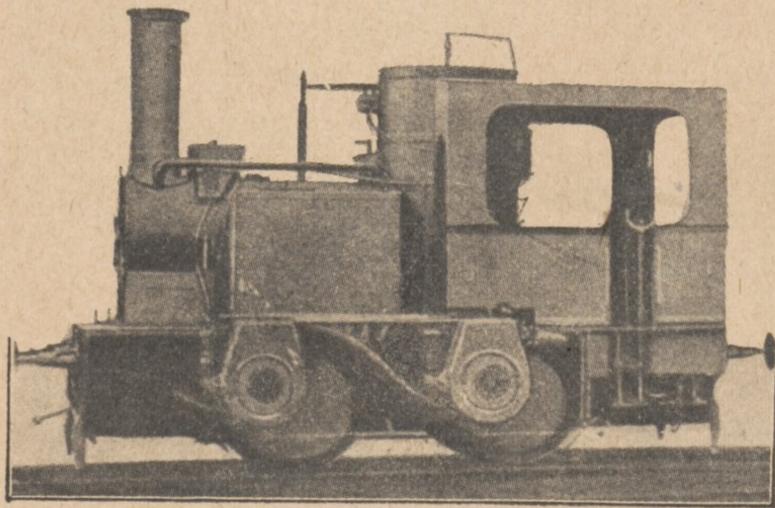


Fig. 9.

⁽¹⁾ *Glaser's Annalen*, 15 Octobre 1935 (Article de M. Burmeister, Ingénieur en Chef à Essen).

transformée (1) : ce tender-moteur est actionné par une turbine à vapeur qui reçoit la vapeur d'échappement de la locomotive à pistons. La vapeur d'échappement de la turbine est condensée dans un condenseur à ruissellement d'eau.

La locomotive Krupp-Zoelly (Fig. 10) est une machine 2.3.1 à roues de 1,65 m et chaudière timbrée à 15 hpz. (surface de grille : 3,1 m² — surface de chauffe totale : 155 m²).

Son appareil moteur, placé à l'*N* de la chaudière, se compose d'un groupe de turbines Zoelly à deux corps, qui comprend une turbine de marche *N* et une turbine de marche *R* montées sur un arbre commun ; cet arbre commande, par l'intermédiaire d'engrenages, un faux-essieu accouplé par bielles aux essieux moteurs.

A la sortie de la turbine principale, la vapeur se rend dans un condenseur à surface ; l'eau de circulation de ce condenseur se refroidit dans un réfrigérant monté sur le tender et constitué par des cellules remplies d'anneaux Raschig (2), traversées par un violent courant d'air froid ; l'eau de circulation, tombant en pluie sur ces anneaux, s'y refroidit à la fois par transmission de calories à l'air et par évaporation.

Trois turbines auxiliaires servent :

l'une, *turbine de réfrigération*, à l'entraînement du ventilateur du réfrigérant ;

la seconde, *turbine de tirage*, à l'entraînement du ventilateur nécessaire pour assurer le tirage de la chaudière ;

la troisième, *turbine des pompes*, à l'entraînement de la pompe d'alimentation (qui envoie l'eau

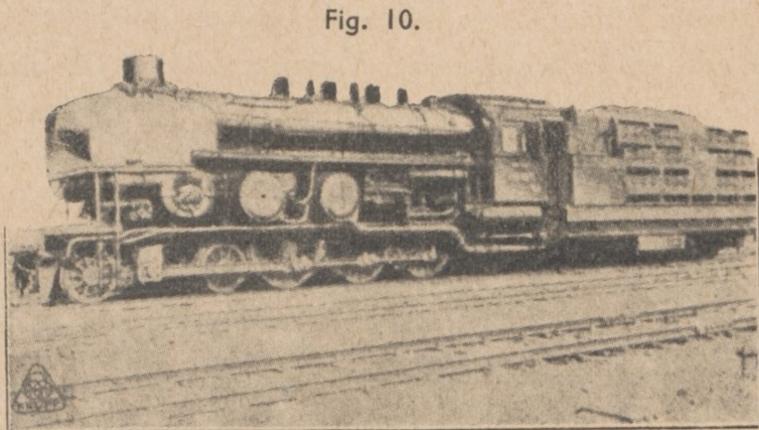
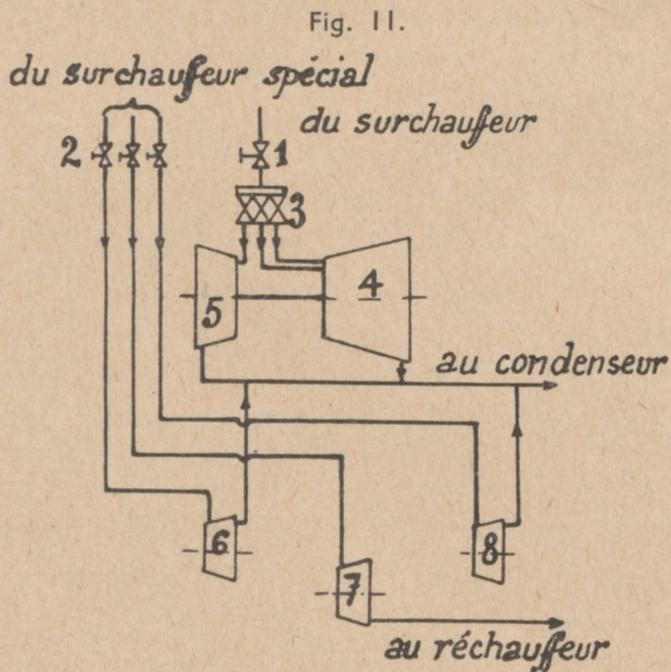


Fig. 10.



- | | |
|---------------------------------|---------------------------------|
| 1. Régulateur. | 5. Turbine de marche <i>R</i> . |
| 2. Robinets d'arrêt. | 6. Turbine de tirage. |
| 3. Robinets de commande. | 7. Turbine de réfrigération. |
| 4. Turbine de marche <i>N</i> . | 8. Turbine des pompes. |

du condenseur à la chaudière par l'intermédiaire de 2 réchauffeurs fonctionnant, l'un par une partie de la vapeur d'échappement des auxiliaires, l'autre par les gaz d'échappement) de la pompe centrifuge (qui sert à la circulation d'eau de refroidissement et fournit également l'eau nécessaire au fonctionnement de l'éjecteur du condenseur), et enfin du compresseur d'air du frein.

Ces turbines auxiliaires sont alimentées en vapeur vive de la chaudière, passant par un surchauffeur spécial ; la turbine de tirage et la turbine des pompes évacuent leur vapeur au condenseur, celle de réfrigération, au réchauffeur d'eau d'alimentation (Fig. 11).

La locomotive Maffei est une locomotive 2.3.1 à roues de 1,75 m, chaudière timbrée à 22 hpz (surface de grille 3,5 m², surface de chauffe 160 m²),

(1) Machine 2.3.0 à surchauffe, simple expansion, roues de 1,75 m, deux cylindres de 575.

(2) Tronçons de tubes de longueur égale au diamètre pour qu'ils se disposent naturellement dans des positions arbitraires et ne se collent pas l'un à l'autre suivant une génératrice.

Son appareil moteur présente, dans son ensemble, les mêmes dispositions et caractéristiques que la locomotive Krupp.

Essais effectués avec la locomotive Krupp-Zoelly. — En 1924, la locomotive Krupp-Zoelly fut d'abord essayée au banc. Des mesures de puissance ont été faites sur les appareils auxiliaires de la locomotive, plus particulièrement sur les turbines motrices des machines auxiliaires pour connaître exactement leur fonctionnement à différentes charges et différentes vitesses. Puis on a effectué des mesures de puissance sur la turbine principale et on a déterminé sa consommation de vapeur pour les vitesses qu'on pratique en service normal. La puissance sur l'arbre de la turbine principale était mesurée par un indicateur de torsion. On a pu déterminer le couple, même à faible vitesse, et examiner ainsi les conditions de démarrage.

A la suite des essais au banc, la locomotive Krupp-Zoelly fut essayée sur différentes lignes de la Reichsbahn. Tout d'abord on fit des parcours avec des trains d'essais pour examiner la tenue de la locomotive en service régulier ; on fit ensuite des parcours de mesures avec la voiture dynamomètre de la station d'essais de la Reichsbahn à Grunewald et avec une locomotive-frein et on établit les valeurs exactes de puissance et de consommation.

Enfin d'autres parcours en ligne furent effectués entre Berlin et Hanovre avec des trains express d'essai, en relevant les consommations de combustible.

Les principales constatations faites furent les suivantes :

1° La tenue en ligne a toujours été excellente. Ce fait n'est d'ailleurs pas surprenant, car il n'y a pas de masses non équilibrées en mouvement alternatif ;

2° La chaudière s'est toujours parfaitement comportée ; l'alimentation de la chaudière en eau condensée pure est, sans conteste, à ce point de vue, une supériorité de ce type de locomotive ;

3° On craignait que le couple de démarrage ne fût trop faible pour permettre des démarrages faciles. En fait, même avec les trains les plus lourds, on a toujours réussi à démarrer sans difficulté et à augmenter assez rapidement la vitesse. Par suite de la régularité du couple, la locomotive à

turbines peut démarrer dans toutes les positions et le danger de patinage n'est pas aussi grand que pour les machines à pistons.

4° La figure 12 représente les courbes de puissance, tracées en fonction de la vitesse, pour la limite de vaporisation de la chaudière, à savoir 9300 kg de vapeur à l'heure (ce qui correspond à 60 kg par m² de surface de chauffe et par heure et à 500 kg de combustible par m² de surface de grille et par heure).

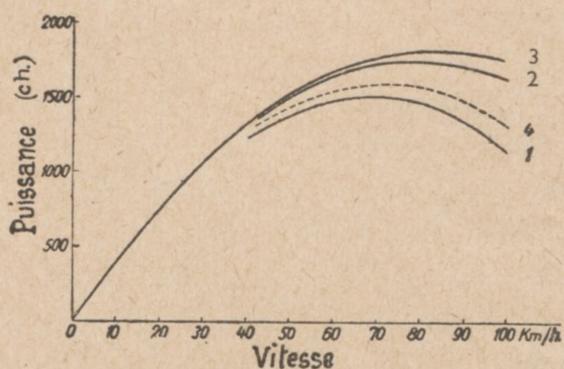
La courbe 1 représente la puissance au crochet de traction, en ligne, la courbe 2 la puissance sur l'arbre des turbines (comme il est précisé ci-dessous, la turbine de marche *R* est montée sur le même arbre que celle de marche *N* : elle est donc entraînée par celle-ci et tourne dans le vide du condenseur).

On voit que, pour une vitesse de 80 km/h, la puissance utile est d'environ 1 500 ch, soit 83 % de la puissance sur l'arbre, qui est d'environ 1 800 ch⁽¹⁾.

Le rendement du mécanisme est donc excellent.

(1) N.D.C.R. — Avec les machines à pistons les plus modernes, ayant des caractéristiques voisines et fonctionnant dans les mêmes conditions de vaporisation et à la même vitesse, le rapport de la puissance au crochet à la puissance indiquée n'atteint que très exceptionnellement 80 % et, en général, ne dépasse pas 75 %.

Fig. 12.



1. Puissance au crochet de traction en ligne.
2. Puissance sur l'arbre de la turbine principale. (turbine de marche *R* entraînée)
3. Puissance sur l'arbre de la turbine principale après modifications. (turbine de marche *R* débrayée)
4. Puissance au crochet de traction, en ligne, après modifications.

5° Les essais au banc ont servi à déterminer la consommation de vapeur des turbines auxiliaires en fonction des caractéristiques de la vapeur à l'entrée des turbines (pression et température). Lors des essais en ligne, il suffisait donc de relever les caractéristiques de la vapeur pour pouvoir obtenir les chiffres de consommation des turbines auxiliaires à différentes charges.

La courbe supérieure de la figure 13 représente, en pourcentage du poids total vaporisé, la consommation de vapeur des turbines auxiliaires. A pleine puissance, elle est d'environ 18 ½ %, et augmente assez brusquement quand la puissance diminue.

Mais cette courbe ne donne pas une image exacte de la consommation réelle des turbines auxiliaires, parce que, à leur sortie, toute la vapeur ne va pas au condenseur : la vapeur d'échappement de la turbine de réfrigération se rend, en effet au réchauffeur d'eau d'alimentation. Il serait donc plus exact de représenter, en pourcentage des calories totales contenues dans la vapeur produite par la chaudière, les calories absorbées dans les turbines auxiliaires : on a ainsi la courbe 2 de la figure 13, dont l'allure est la même que celle de la courbe 1 : augmentation assez brusque aux petites charges.

6° Les parcours d'essai avec locomotives frein ont accusé une économie de combustible de 35 à 40 %, par rapport à la locomotive à pistons à vapeur surchauffée série P 10 (1) et environ 25 % par rapport à la locomotive unifiée à vapeur surchauffée de la série O1 (2).

Par contre, lors des parcours en ligne avec relevés de consommations, on a constaté que les économies de combustible étaient bien inférieures, de l'ordre de la moitié de celles précédemment relevées.

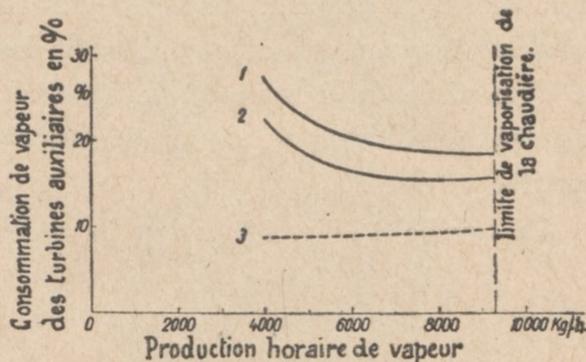
Un examen plus approfondi a montré que ce résultat était dû aux causes exposées ci-après :

a) Ainsi qu'il a été dit plus haut (Fig. 9), les turbines auxiliaires sont alimentées en vapeur vive de la chaudière ; leur réglage est donc complètement indépendant et on peut ainsi, théoriquement du moins, les faire fonctionner aux vitesses les plus avantageuses déterminées lors des essais.

En fait, ce genre de réglage a pour inconvénient d'obliger le personnel à surveiller constamment la marche des turbines auxiliaires, pour maintenir leur vitesse à la valeur optimum correspondant à la puissance de la locomotive ; aussi, lors des essais en ligne, avec variations continues de puissance, le réglage était-il difficile.

Cet inconvénient est particulièrement gênant pour la turbine de tirage, qui règle la quantité d'air aspirée sous la grille, sa vitesse devant être en effet à peu près proportionnelle à la charge de la chaudière. Sur les locomotives à pistons, ce réglage est assuré automatiquement par la tuyère d'échappement ; dans la locomotive à turbines, au contraire, et avec des variations continues de puissance, il est difficile de régler le soufflage pour éviter tout excès d'air (d'où mauvais rendement de la combustion) et, en particulier, d'arrêter complètement la turbine de tirage dès qu'on ferme le régulateur.

Fig. 13.



1. Avant modification : poids de vapeur consommé par les turbines auxiliaires, exprimé en % du poids total vaporisé par la chaudière.
2. Avant modification : calories absorbées par les turbines auxiliaires, exprimées en % des calories totales contenues dans la vapeur produite par la chaudière.
3. Après modification : calories absorbées par les turbines auxiliaires.

(1) Type 1-4-1 à 3 cylindres simple expansion ; timbre 14 hpz (surface de grille : 4 m²) ; roues de 1,75 m.

(2) Type 2-3-1 à 2 cylindres simple expansion ; timbre 16 hpz (surface de grille 4,5 m²) ; roues de 2 m.

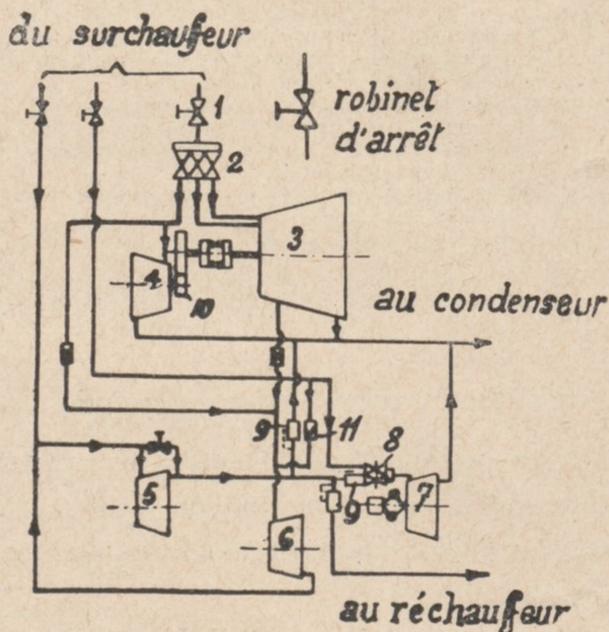
Il est difficile également, pour le personnel de conduite, de régler la turbine du réfrigérant au nombre minimum de tours nécessaire pour le maintien du vide dans le condenseur.

b) Il est apparu que les consommations étaient particulièrement élevées pendant les démarrages et les manœuvres : la turbine de marche *N* atteint, en effet, son rendement optimum aux vitesses normales de marche et a un rendement faible aux allures des périodes de manœuvres. De plus, la turbine de marche *R* n'a qu'un très petit nombre d'étages pour limiter au minimum les pertes dues à son entraînement en marche *N* ; il résulte de ce fait que pendant les manœuvres en marche *R* le rendement est particulièrement mauvais.

Modifications apportées à la suite de ces essais à la locomotive Krupp-Zoelly. — 1° Pour remédier à la fois aux inconvénients résultant des pertes dues à l'entraînement de la turbine de marche *R* et au mauvais rendement des turbines en périodes de démarrage et de manœuvres, on a d'abord rendu débrayable la turbine de marche *R*, en la faisant attaquer le mécanisme avec un très grand rapport de transmission et lui donnant ainsi un rendement plus avantageux aux petites vitesses.

La courbe 3 (Fig. 12) donne la valeur de la puissance sur l'arbre de la turbine de marche *N*, la turbine de marche *R* étant débrayée : on voit que le gain de puissance est très important aux grandes vitesses.

Fig. 14.



1. Régulateur.
2. Robinets de commande.
3. Turbine principale.
4. Turbine de manœuvre.
5. Turbine de tirage.
6. Turbine de réfrigération.
7. Turbine des pompes.
8. Régulateur de vitesse de la turbine des pompes.
9. Robinet de décharge.
10. Changement de marche.
11. Soupape de réduction.

Comme, en marche à régulateur fermé, la vapeur ne peut être prise à la turbine principale, on a prévu une soupape de réduction 11 (Fig. 14), qui permet d'alimenter directement les turbines en vapeur vive détendue.

3° Parmi les autres améliorations réalisées, nous citerons la simplification de la turbine de tirage et le remplacement de la première turbine d'aspiration à quatre étages avec engrenage de transmission et ventilateur radial, par le dispositif très simple de la figure 15 constitué par une roue Curtis et un ventilateur radial montés sur un même arbre à roulements à billes.

Mais on alla encore plus loin, en faisant agir la turbine de marche arrière sur un mécanisme débrayable de changement de marche, de sorte que l'on peut aussi aux petites vitesses travailler en marche avant avec la turbine de marche arrière, qui joue ainsi le rôle d'une turbine de manœuvre. En démarrant un train, on peut actionner la turbine de manœuvre, soit seule, soit simultanément avec la turbine de marche avant. Le démarrage est de cette façon plus économique.

2° Un perfectionnement plus important fut réalisé par le montage en série des trois turbines auxiliaires (Fig. 14), ce qui a permis de mieux répartir la chute de chaleur et d'améliorer le rendement de ces turbines de 20 à 50 %.

On obtient une économie encore plus importante en alimentant les turbines auxiliaires avec de la vapeur saturée du premier étage de la turbine de marche *N*. De plus, par cette disposition, on obtient un réglage tout à fait automatique des turbines auxiliaires. On voit sur la figure 13 (courbe 3) comment la consommation varie avec la charge.

La courbe 4 de la figure 12 montre l'augmentation de puissance obtenue, après réalisation de ces modifications.

Lors des essais de réception par la Reichsbahn, la locomotive Krupp-Zoelly avait déjà atteint pour un taux de vaporisation de 60 kg/h par m² de surface de chauffe une consommation de charbon avantageuse de 0,75 kg/ch/h au crochet de traction à la vitesse de 80 km/h, ce qui correspond à une consommation de 0,625 kg/ch/h sur l'arbre de la turbine. Après transformation, les consommations étaient respectivement 0,7 et 0,6 kg/ch/h. Ces chiffres, observe l'auteur de l'étude, sont situés bien au-dessous des chiffres de consommation correspondants des locomotives à pistons (1). Il faut d'ailleurs considérer que la turbo-locomotive fut construite il y a environ douze ans et qu'à l'exception du dispositif de tirage remplacé lors de la modification, les anciennes turbines et machines auxiliaires ont été conservées. Ces machines ne répondent plus aux conditions actuelles de la technique. Il est, par suite, possible, sans modifier le timbre de la chaudière, d'améliorer la consommation de 10 à 15 % :

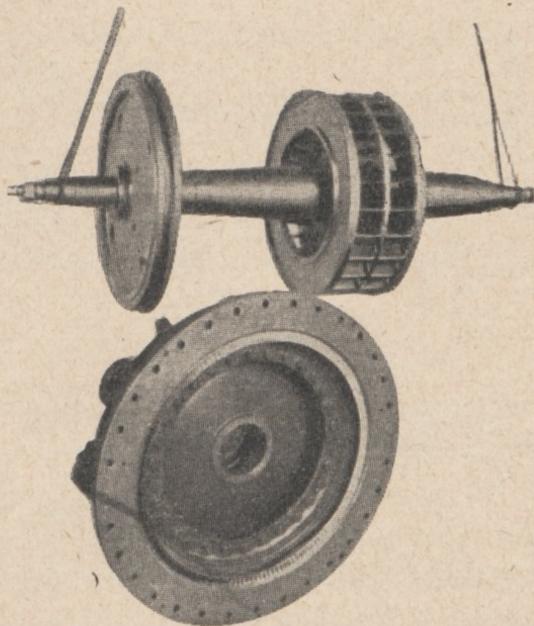
- en remplaçant la turbine principale,
 - en perfectionnant le tender réfrigérant
- et en élevant la température initiale de la vapeur de 360° à 450°, température très acceptable dans une turbine à vapeur.

Essais effectués par la locomotive Maffei. — Avec la locomotive à turbines Maffei, on avait fait aussi des essais approfondis tant au banc qu'en ligne, et on a constaté des caractéristiques en service semblables à celles de la locomotive Krupp.

Comme pour celle-ci, les résultats étaient désavantageusement influencés par l'effet de la turbine de marche arrière et par la consommation de vapeur relativement élevée des dispositifs auxiliaires. C'est pourquoi on a étudié également pour cette locomotive un projet de transformation, qui fut exécuté et qui comprend les mêmes modifications que dans le cas de la locomotive Krupp. Il faut également signaler qu'on a pu installer une nouvelle turbine principale perfectionnée et obtenir ainsi une augmentation importante de puissance. La turbo-locomotive Maffei se trouve actuellement en service régulier à la Direction de la Reichsbahn à Munich et doit être soumise prochainement à des essais approfondis.

Projets de nouvelles locomotives à turbines. — Les expériences avec les locomotives à turbines construites jusqu'à présent ont permis de recueillir d'abondants renseignements qui peuvent être utilisés pour créer ultérieurement une locomotive-type.

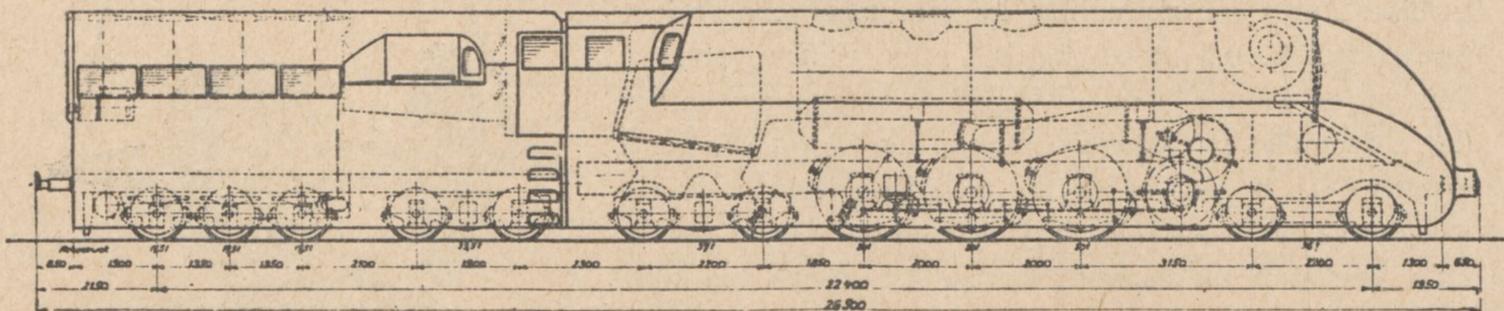
Fig. 15.



(1) N.D.C.R. — Les locomotives à pistons ont en effet le plus souvent des consommations de combustible par cheval-heure indiquées supérieures à 1 kg. Toutefois sur des locomotives modernes (2.4.0 P.-O. et 2.4.1 modifiée Est par exemple) et pour des conditions de fonctionnement analogues à celles citées pour la locomotive à turbines, ce chiffre de consommation descend légèrement en dessous de 0,7 kg par ch/h indiqué.

La figure 16 représente une locomotive à turbines avec une chaudière ordinaire (chaudière Stephenson). La pression de la vapeur a été fixée à 23 hpz, pression qui peut être facilement atteinte dans une chaudière ordinaire. En tenant compte du rendement de la chaudière et pour éviter que la vapeur à la sortie de la turbine soit encore surchauffée, la température de la vapeur a été limitée à 450°, bien que le rendement thermo-dynamique de l'installation puisse être amélioré

Fig. 16.



par une plus grande élévation de température sans que des difficultés en résultent pour la turbine. On a conservé la chaudière ordinaire à cause de ses grands avantages en service et parce qu'on ne connaît jusqu'à présent aucun type absolument au point de chaudière de locomotive à haute pression.

Pour actionner la locomotive, on a employé une turbine principale de marche avant et une turbine de démarrage et de manœuvre, en s'inspirant des modifications qui ont été reconnues nécessaires sur la locomotive Krupp et la locomotive Maffei. Les machines auxiliaires sont réglées automatiquement par un montage approprié de leurs turbines. L'installation réfrigérante, qui est encore logée sur le tender, a été améliorée et on a réduit la place occupée. Il a été ainsi possible de loger sur le tender une réserve d'eau de 30 t et une réserve de charbon de 9 t. La réserve d'eau suffit pour un parcours de 400 km avec une puissance au crochet de 2 000 ch et avec une vitesse de 170 km/h. La réserve de charbon suffit pour un parcours double.

Avec cette locomotive, on peut, d'après l'auteur, espérer au banc une économie de charbon d'environ 40 % par rapport à une locomotive récente à pistons. En service, cette économie doit se maintenir grâce aux améliorations réalisées au démarrage et en manœuvre.

Pour une surface de chauffe de 130 m², une surface de grille de 3,8 m² et un taux de vaporisation moyen de 60 kg par m² de surface de chauffe, la locomotive à turbines peut développer une puissance continue de 3 000 ch sur l'arbre: le taux de combustion reste de l'ordre de 500 kg par m² de surface de grille, c'est-à-dire acceptable pour un chauffeur normalement exercé.

Pour qu'une machine à pistons développât la même puissance, le taux de combustion, c'est-à-dire la fatigue du chauffeur restant les mêmes, il faudrait, pour compenser la diminution de rendement du moteur, que la surface de grille de cette machine fût de 6 m² environ, et sa surface de chauffe de 300 m² environ (1).

(1) N.D.C.R. — A noter, toutefois, que la puissance indiquée de 3 000 ch a été obtenue et même dépassée en régime continu à des vitesses supérieures à 100 km/h par des locomotives à pistons de caractéristiques voisines de celles citées pour les locomotives à turbines (cas de la 240 P.O. qui a une surface de grille de 3,76 m² et une surface de chauffe de 213 m²), avec un taux de combustion inférieur à 600 kg par m² et par heure.

De même, on a pu réaliser, avec des taux de combustion voisins de 500 kg par m² et par heure, des puissances indiquées de 3 000 ch avec des locomotives à pistons, dont les caractéristiques ne sont que légèrement supérieures à celles de la locomotive à turbines (cas de la 241 Est modifiée, avec une surface de grille de 4,43 m² et une surface de chauffe de 223 m²).

Par rapport à ces machines, l'économie de combustible que donnerait la locomotive à turbines ne dépasserait guère sans doute 15 à 20 %.

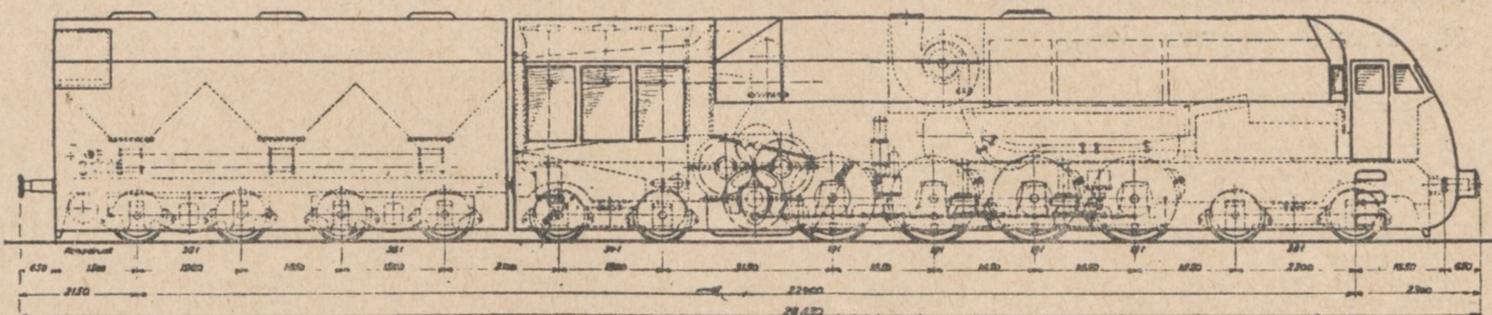
Sur une locomotive à turbines, la chaudière de 300 m², desservie avec une même fatigue du chauffeur, pourrait donner une puissance de 4 700 ch sur l'arbre.

De plus, on peut compter sur une réduction des frais d'entretien par rapport aux locomotives à pistons, car les organes des turbines et machines auxiliaires exigent moins de travaux d'entretien que les parties correspondantes des locomotives à pistons. D'autre part, les réparations de chaudière seront réduites au minimum, grâce à l'alimentation en eau de condensation : les lavages de chaudière tous les quinze jours peuvent même être supprimés.

Enfin, la suppression des masses en mouvement alternatif assure une marche plus stable et diminue les frais d'entretien de la locomotive et de la voie.

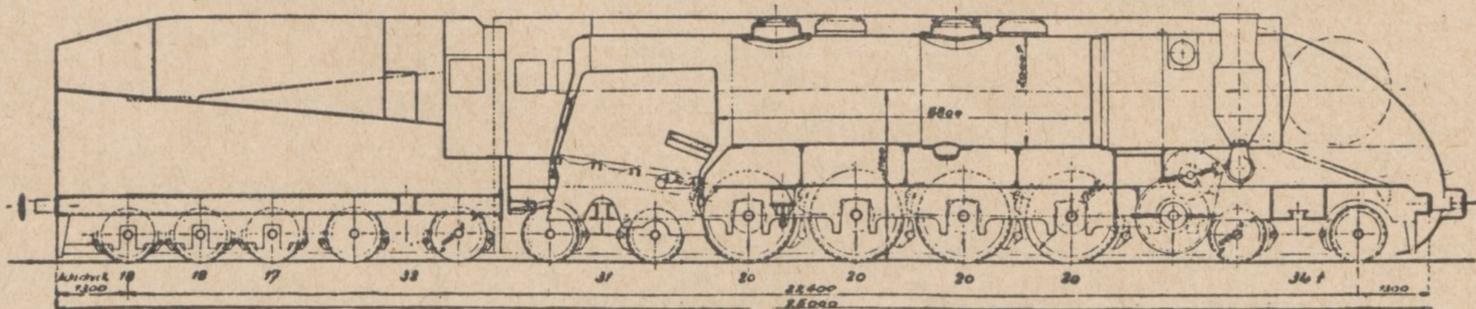
On peut, poursuit l'auteur, réaliser une économie de charbon de 45 à 50 % en portant la pression à 40 hpz. Il faut alors abandonner la chaudière ordinaire et adopter la chaudière à haute pression. La figure 17 représente le projet d'une telle machine pour une vitesse maximum de 140 km/h.

Fig. 17.



La chaudière est constituée comme une chaudière La Mont, avec circulation forcée, pour une pression de 40 hpz et une température de vapeur surchauffée de 525°. Par suite de la condensation, il n'y a pas d'entartrement à craindre. La cabine du mécanicien est à l'avant de la locomotive ; derrière cette cabine, se trouve d'abord la chaudière à haute pression, puis, tout à l'arrière, l'installation motrice, comprenant la turbine, les machines auxiliaires et le condenseur à ruissellement d'eau. On a pu adopter cette disposition grâce à la chauffe au charbon pulvérisé, qui permet de loger la réserve de combustible sur le tender, loin du foyer et de la cabine du mécanicien ; le travail

Fig. 18.



du chauffeur est ainsi allégé et il peut participer à l'observation des signaux, ce qui est particulièrement intéressant pour les grandes vitesses.

Le type de chaudière peu encombrant et la disposition des machines permettraient de réaliser une puissance continue de 3 400 ch sur l'arbre de la turbine, sans dépasser l'empattement maximum imposé par les ponts tournants (22,4 m).

Pour cette locomotive, on compte sur une consommation de combustible d'environ 0,5 kg par

cheval/heure sur l'arbre de la turbine. Ce chiffre se place dans les limites courantes des installations fixes.

L'utilisation de turbines apparaît comme particulièrement intéressante pour les locomotives à grande vitesse.

Dans les pays où le prix du combustible est bas et par contre, l'amortissement et l'intérêt du capital d'achat des locomotives élevés, la question de l'emploi de locomotives à turbines sans condensation se pose également.

La figure 18 représente une locomotive à turbines sans condensation type 2-4-2, avec une chaudière ordinaire timbrée à 23 hpz et une température de vapeur de 450°. La vapeur d'échappement de la turbine motrice est immédiatement évacuée dans l'échappement de la locomotive. Pour le démarrage et les parcours de manœuvres, on a prévu une petite turbine de manœuvre débrayable. Avec une telle locomotive, on peut encore obtenir divers avantages par rapport à la locomotive à pistons. On renonce évidemment à une économie importante de combustible et à la propreté de la chaudière par alimentation à l'eau condensée, mais on obtient toujours une marche tranquille, des frais réduits d'entretien du mécanisme et aussi une économie de charbon qui peut être évaluée à environ 10 $\frac{1}{4}$ %.