

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 68 (1950)
Heft: 29

Artikel: Stabilité de marche des générateurs de gaz à pistons libres
Autor: Huber, R.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-58050>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 13.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Stabilité de marche des générateurs de gaz à pistons libres

DK 621.436 : 621.438

Par R. HUBER, ing. dipl. ETH, Paris

Les groupes producteurs d'énergie qui comportent des générateurs à pistons libres alimentant une turbine à gaz sont entrés en France dans le domaine des applications industrielles. Dans ce nouveau genre de moteur thermique, le Diesel apporte l'avantage qui lui est propre, la combustion à rendement élevé. La turbine à gaz fournit le travail mécanique dans les meilleures conditions d'utilisation de la matière, donc avec une puissance massique très élevée. Le cycle se caractérise par une première détente des gaz brûlés dans une machine à piston, suivie d'une détente dans la turbine qui produit l'énergie utile. Ce cycle a déjà été réalisé en utilisant un moteur à vilebrequin fortement suralimenté par un compresseur actionné par le moteur même.

Le générateur à pistons libres se prête particulièrement bien à la réalisation de ce cycle. L'absence d'une limitation mécanique de la course des pistons permet l'adaptation de la position du point mort haut au degré de suralimentation des cylindres. D'autre part, l'effet thermique des gaz sur les parois se trouve atténué, du fait de la grande accélération des pistons pendant la combustion qui réduit le temps pendant lequel les parois sont exposées aux gaz à pression et température élevées.

Parmi les problèmes à résoudre au cours du développement de ces machines, l'un des plus ardues concernait le fonctionnement régulier et absolument sûr d'un piston non attaché à une embiellage bielles et vilebrequin. Il peut sembler, à première vue, que la suppression de l'embiellement classique, tel qu'il existe aujourd'hui sur tous les moteurs à piston, conduirait inévitablement à un fonctionnement délicat, que des perturbations légères pourraient dérégler la marche et même entraîner l'arrêt de la machine. Or, les générateurs réalisés jusqu'à maintenant ont fonctionné des milliers d'heures sans un seul incident qui soit à attribuer à l'absence de l'embiellement classique.

1. Constitution et fonctionnement du générateur

Les générateurs qui ont servi aux essais dont il sera parlé plus loin ont été décrits ici de façon très détaillée¹⁾. Nous nous contenterons, dans ce qui suit, d'en expliquer brièvement la conception et le fonctionnement. Nous étudierons ensuite plus en détail les mesures prises pour assurer la régularité de la marche.

¹⁾ SBZ 1948, Nrs. 48 et 49. — «Génie Civil» Nrs. du 15 nov., 1er et 15 déc. 1948. — «Power» jan. 1949.

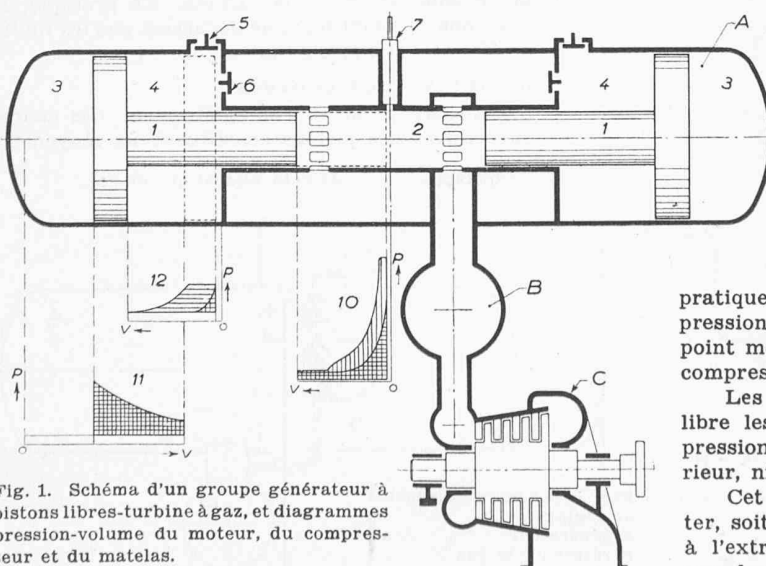


Fig. 1. Schéma d'un groupe générateur à pistons libres-turbine à gaz, et diagrammes pression-volume du moteur, du compresseur et du matelas.

- | | |
|--------------------|------------------------------|
| A générateur | 4 cylindre compresseur |
| B réservoir de gaz | 5 clapets d'aspiration |
| C turbine à gaz | 6 clapets de refoulement |
| | 7 injecteur |
| 1 piston | 10 diagramme p-V moteur |
| 2 cylindre moteur | 11 diagramme p-V matelas |
| 3 cylindre matelas | 12 diagramme p-V compresseur |

La disposition du générateur qui a été finalement adoptée, après des essais sur divers autres prototypes, est représentée sur la figure 1. Le générateur A comporte deux pistons étagés 1, à mouvement opposé et symétrique. Au centre de la machine est disposé le cylindre 2 du moteur, qui fonctionne en Diesel à deux temps avec une alimentation en air comburant à une pression de plusieurs atmosphères. Les deux cylindres compresseurs sont disposés de part et d'autre du carter central, ces cylindres sont divisés par les pistons compresseurs en deux espaces à volume variable. Les espaces extérieurs 3 constituent des accumulateurs d'énergie, qui assurent la course retour tandis que, dans les espaces intérieurs 4 est comprimé l'air de balayage et d'alimentation du cylindre moteur. L'air frais est aspiré à travers les clapets 5 et refoulé à travers les clapets 6, dans l'espace entourant le cylindre moteur. Le combustible est injecté par plusieurs injecteurs 7 disposés autour de la chambre de combustion. Les gaz moteur, mélangés à l'excès d'air de balayage, s'échappent dans un réservoir tampon B, et traversent ensuite la turbine C qui, seule, fournit la puissance utile.

Pendant la course des deux pistons vers l'extérieur, le travail développé dans le cylindre moteur, augmenté du travail de détente de l'air dans les espaces nuisibles des cylindres compresseurs, est accumulé dans les deux cylindres matelas 3. Le travail développé pendant cette course est représenté, dans les diagrammes pression-volume 10 et 12 des cylindres moteur et compresseur, par les surfaces hachurées verticalement. Ce travail se retrouve, au frottement près, dans le diagramme pression-volume 11 des cylindres matelas.

Pendant la course retour, l'air comprimé dans les matelas lance les pistons vers le centre avec une énergie suffisante pour assurer, d'une part la compression et le refoulement de l'air contenu dans les cylindres compresseurs et, d'autre part, la compression de l'air comburant dans le cylindre moteur. Les travaux en jeu pendant cette course sont schématiquement représentés par les surfaces des diagrammes 10, 11 et 12 hachurées horizontalement.

Le niveau de pression de l'air dans les cylindres matelas à différents régimes est réglé par un dispositif appelé stabilisateur, de telle sorte que la pression moyenne du matelas soit indépendante de la longueur de la course et varie, suivant une loi linéaire, avec la pression de refoulement du compresseur.

Le point mort extérieur est d'autant plus éloigné du centre que le travail moteur a été plus élevé pendant la course considérée. D'autre part, le travail absorbé par le compresseur pendant la course retour croît avec l'éloignement du point mort extérieur, puisque la quantité d'air aspiré est augmentée. Pour différentes positions du point mort extérieur, l'énergie accumulée dans le matelas et l'énergie absorbée par les compresseurs varient donc dans le même sens et, approximativement, de la même valeur; de sorte que l'énergie affectée à la compression de l'air comburant reste pratiquement constante. Pour cette raison on obtient, à une pression de refoulement donnée, pour toutes les positions du point mort extérieur, à peu près la même pression finale de compression moteur.

Les deux pistons sont reliés par un embiellage qui équilibre les faibles différences inévitables de frottement ou de pression d'air, mais qui ne limite la course, ni vers l'intérieur, ni vers l'extérieur.

Cet embiellage n'empêcherait donc pas les pistons de buter, soit l'un contre l'autre, soit contre les fonds de cylindre, à l'extrémité de leur course vers l'extérieur. Il est évident que des mesures absolument infaillibles doivent être prises pour éviter de tels incidents qui conduiraient à la destruction de la machine. Ces mesures pourraient consister, par exemple, à équiper les générateurs avec des régulateurs maintenant la course aux valeurs imposées. Toutefois, ces régulateurs devraient agir très rapidement puisque la course peut varier de longueur d'un battement à l'autre, soit en moins

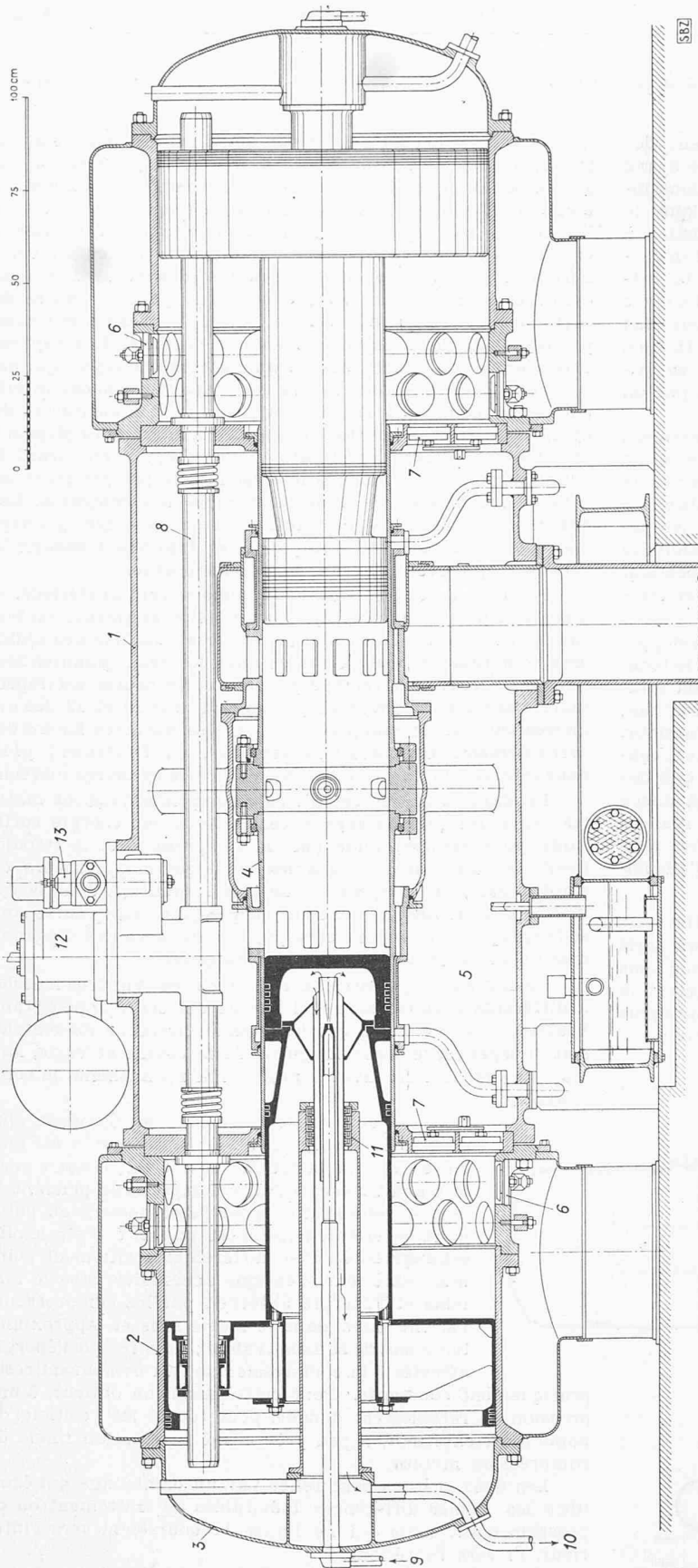


Fig. 2. Coupe longitudinale par le plan vertical d'un générateur à pistons libres GS-34
Echelle 1 : 18

- 1 carter
- 2 cylindre compresseur
- 3 culasse
- 4 cylindre moteur
- 5 réservoir de l'air de balayage
- 6 clapets d'aspiration
- 7 clapets de refoulement
- 8 tube de guidage
- 9 arrivée d'huile de refroidissement
- 10 sortie d'huile de refroidissement
- 11 presse-étoupe
- 12 démarreur
- 13 stabilisateur
- 14 conduit de gaz d'échappement

d'un dixième de seconde. Il est donc à craindre que les régulateurs interviennent trop tard.

Il a semblé plus sûr de ne pas faire dépendre la marche d'un générateur de dispositifs régulateurs et d'assurer la sécurité absolue de fonctionnement par un choix judicieux des dimensions et de la disposition des capacités moteur, compresseur et matelas.

Les générateurs étudiés dans ce qui suit ont été établis suivant ce principe. La fig. 2 montre la coupe longitudinale d'un de ces générateurs, le GS-34, dont les caractéristiques principales sont:

Diamètre moteur	340 mm
Diamètre compresseur	900 mm
Course maxima possible	550 mm
Course utile à pleine charge	443 mm
Nombre de battements	613 min ⁻¹
Pression eff. des gaz à pleine charge	3,5 kg/cm ²
Température des gaz	507 °C
Rendement thermique en gaz ²⁾	41,5 %
Puissance en gaz (détente adiabatique)	1350 CV

Le générateur est représenté par la figure 4.

2. Régulation

La variation de la puissance de la turbine alimentée par un ou plusieurs générateurs est obtenue par variation simultanée du débit et de la pression des gaz sortant du générateur. On évite ainsi toute perte de rendement par laminage des gaz en amont de la turbine.

Comme indiqué sur la figure 3, le régulateur de vitesse 1 de la turbine C agit directement sur les pompes d'injection 2 du, ou des générateurs A. Une butée 3, disposée entre deux cames 4 et déplacée en fonction de la pression des gaz agissant dans le cylindre 5, fixe les limites de la course de réglage des pompes d'injection, et adapte ainsi la quantité de combustible maximum et minimum aux divers régimes définis par la pression du gaz d'alimentation de la turbine.

Le nombre de battements du piston ne varie que peu en fonction de la charge. L'adaptation du débit de gaz aux différentes charges de la turbine doit donc être obtenue par le déplacement des positions du point mort extérieur; celui-ci s'éloigne du centre quand la puissance augmente. Dans le générateur considéré, le point mort extérieur peut occuper toute position entre 360 et 550 mm du centre. Toutefois, une variation si importante n'est pas nécessaire pour adapter le débit du générateur à la consommation de la turbine. En pratique, les positions du point mort ne dépassent pas les limites de 380 et 480 mm du centre.

3. Relevé des courses

L'observation et l'enregistrement des courses successives des pistons constituent un moyen très

²⁾ Rapporté à la détente adiabatique de gaz.

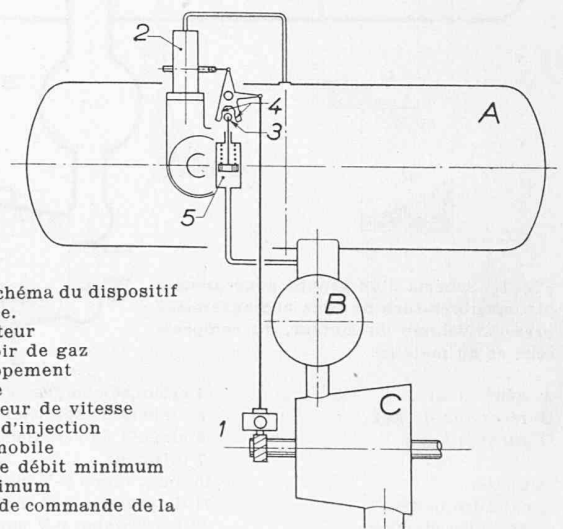


Fig. 3. Schéma du dispositif de réglage.

- A générateur
B réservoir de gaz d'échappement
C turbine
- 1 régulateur de vitesse
 - 2 pompe d'injection
 - 3 butée mobile
 - 4 came de débit minimum et maximum
 - 5 piston de commande de la butée

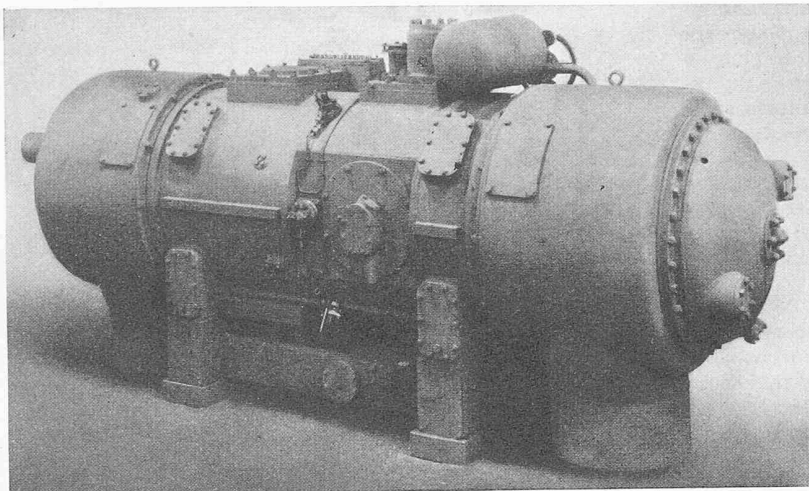


Fig. 4. Vue d'un générateur à pistons libres GS-34

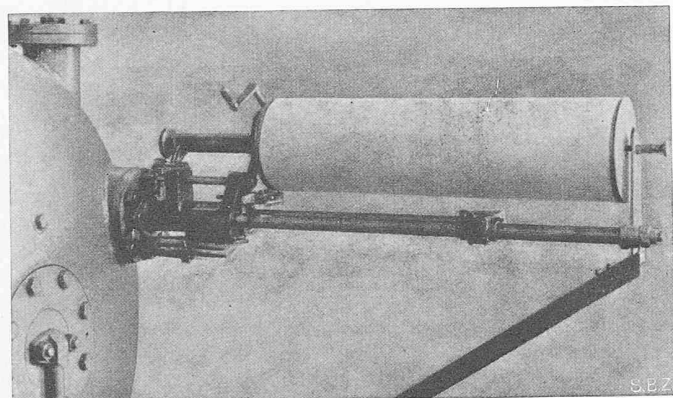


Fig. 5. Vue du dispositif d'enregistrement de la course des équipages mobiles

précis — sans équivalent sur aucune machine à vilebrequin — pour surveiller le fonctionnement d'un générateur. Ces relevés permettent de lire avec une grande précision les positions des points morts intérieur et extérieur par rapport au centre, et d'en déduire le taux de compression de l'air comburant, la charge instantanée de la machine ainsi que la régularité des divers cycles successifs. L'indicateur de course utilisé sur ces générateurs comporte un crayon enregistreur relié rigidement à l'un des pistons et inscrivant sur un tambour tournant les courses à leur longueur réelle. La fig. 5 montre ce dispositif.

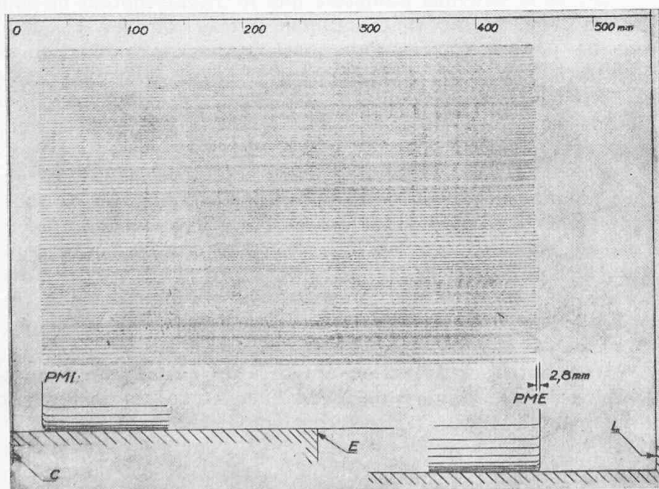


Fig. 6. Diagramme de course des équipages mobiles avec injection constante
 P M I point mort intérieur P M E point mort extérieur
 C centre de la machine
 L limite extérieure de la course
 E bord des lumières d'échappement

Un diagramme obtenu à cran de combustible constant est montré sur la figure 6. On constate sur ce diagramme une très grande régularité des courses. Les écarts maxima du point mort extérieur par rapport à la position moyenne ne dépassent pas $\pm 1,4$ mm. Pour cette position du point mort extérieur, la pression dans le cylindre matelas est égale à $4,6 \text{ kg/cm}^2$ effectifs. La variation de l'énergie du fait des irrégularités est de ± 41 kgm et, comme le travail indiqué moteur est 3430 kgm, les fluctuations calculées des puissances moteur seront alors de $\pm 1,2\%$. En réalité le travail moteur varie moins encore, puisque les déplacements du point mort extérieur ne proviennent pas uniquement des petites différences du travail moteur d'une course à l'autre, mais englobent aussi les variations du travail compresseur et du frottement.

Une telle observation serait difficile, sinon impossible, à faire sur un moteur Diesel classique, parce que les diagrammes d'un cycle mo-

teur ne peuvent pas être relevés avec une précision telle que des écarts de moins de 1 % d'un diagramme à l'autre puissent être mesurés. En se basant sur les relevés des courses on peut affirmer que les fluctuations maxima des travaux moteur et compresseur sont inférieures à 1%. Ces diagrammes démontrent, d'autre part, la très grande régularité du dispositif d'injection ainsi que la constance du frottement.

Les relevés de course constituent, en plus, un moyen très pratique pour suivre l'évolution des cycles en cas de perturbation momentanée, notamment de l'injection. Aux essais, on reproduit de telles perturbations en variant pendant quelques battements la quantité de combustible injectée. Le diagramme des courses figure 7 montre les relevés pris dans ces conditions, en P pour le cas d'une augmentation de la course, en M pour le cas d'une diminution. Le déplacement du point mort extérieur est, dans les deux cas, d'environ 40 mm et, au moment où la perturbation cesse, le point mort normal est de nouveau atteint en quelques courses, sans qu'il y ait le moindre effet d'instabilité provoquant, par exemple, une oscillation des positions du point mort extérieur autour de la position moyenne. Il ressort de ces diagrammes que le générateur a une très forte tendance à revenir après chaque perturbation à son régime normal; suivant la terminologie habituelle nous appellerons cette tendance la *stabilité* du générateur. Le degré de stabilité d'un générateur dépend de la disposition et des dimensions des diverses capacités moteur, compresseur et matelas.

4. Diagramme des énergies en jeu dans un générateur

Pour l'étude du comportement d'un générateur quant à son degré de stabilité, on peut se servir d'une représentation

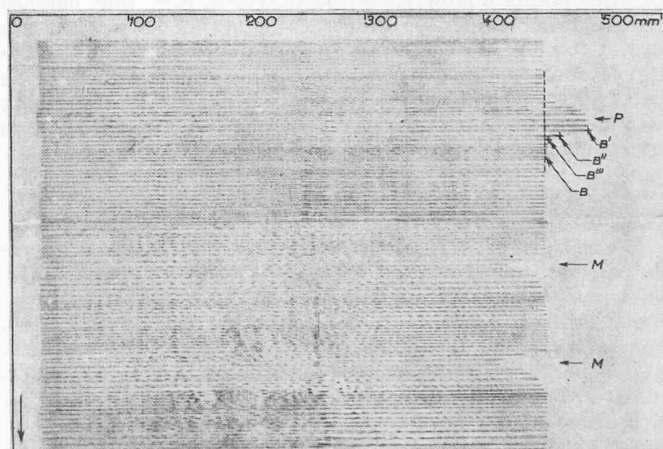


Fig. 7. Diagramme de course des équipages mobiles avec augmentation et diminution momentanées de la quantité de combustible injectée

P augmentation du combustible injecté
 M diminution du combustible injecté
 B position du point mort en régime
 B' B'' B''' position du point mort déterminé graphiquement sur fig. 9

graphique des énergies en jeu qui permette de suivre facilement l'évolution des cycles successifs. La figure 8 montre un tel diagramme énergétique d'un générateur, établi pour le GS-34 fonctionnant à une pression des gaz à la sortie du cylindre moteur de 2,5 kg/cm² effectifs. Des diagrammes semblables peuvent être établis pour les autres pressions de marche.

L'abscisse du diagramme représente la course d'un des pistons, les ordonnées vers le haut représentent les énergies en jeu par piston (soit pour un côté de l'appareil) pendant la course aller, et les ordonnées vers le bas les énergies en jeu pendant la course retour.

L'énergie moteur totale, y compris l'énergie de détente de l'air des espaces nuisibles du compresseur pendant la course aller, est représentée par un réseau de courbes a en fonction des diverses positions des points morts intérieurs qui sont possibles, et pour différentes valeurs d'excès d'air comburant. Cette valeur est caractérisée par le rapport

$$\lambda = \frac{\text{Poids d'air comburant réel}}{\text{Poids d'air théoriquement nécessaire}}$$

A $\lambda = 2$ correspond ainsi un excès d'air de 100 %.

Les limites X_1 et X_2 , entre lesquelles le point mort intérieur peut varier, correspondent à des pressions en fin de compression de l'air comburant de 30 et 100 kg/cm². La valeur de 100 kg/cm² peut paraître très élevée, mais les essais ont montré que l'absence de palier soumis aux pressions moteur rend la marche, même dans ces conditions, parfaitement possible. Ce réseau de courbes est établi en tenant compte des pertes de chaleur pendant la combustion, qui ont été déterminées expérimentalement en fonction de la pression de compression et de λ .

Le travail moteur fourni à pression constante pendant la période de balayage dépend de la longueur de la course, c'est-à-dire de l'éloignement du point mort extérieur. Ceci ressort du diagramme moteur pression-volume schématiquement représenté sur la figure 8. Pour simplifier le graphique, on peut rendre le réseau des courbes a indépendant de la longueur de la course en déduisant de la somme des travaux moteur le travail correspondant à la partie hachurée horizontalement et en diminuant de la même valeur l'énergie du matelas, représentée par les courbes b et c.

Ces deux courbes b et c, symétriques par rapport à l'axe des abscisses, ne représentent en réalité la valeur exacte que pour un point mort intérieur déterminé, mais le faible déplacement de ce point mort permet de négliger son influence sur l'allure de la courbe. Les courbes d_1 et d_2 indiquent, en fonction du point mort intérieur, l'énergie absorbée pendant la course retour par le moteur et le compresseur. La courbe d_1 est valable pour la position du point mort extérieur à 360 mm du centre, et d_2 pour la position du point mort extérieur à 550 mm du centre. A une courbe c déterminée de l'énergie matelas en fonction du point mort extérieur correspond une courbe d intermédiaire entre d_1 et d_2 .

Les points d'intersection de d avec d_1 et d_2 sont obtenus en traçant, pour les positions des points morts extérieurs à 360 et 550 mm du centre, les lignes de liaison l_1 et l_2 . Ces lignes sont inclinées pour tenir compte des pertes d'énergie par frottement qui ont été déterminées aux essais, soit 740 kg par mètre de course. Le tracé montre l'angle d'inclinaison correspondant à cette valeur de frottement.

5. Diagramme des énergies pour un régime normal

Une fois ce diagramme établi, on peut tracer un cycle en suivant une évolution en sens inverse. En fixant, par exemple, la compression moteur à 50 kg/cm², soit le point mort intérieur à 34 mm du centre, on part du point D sur la courbe d vers le point C sur la courbe c en reliant ces deux points par une droite inclinée pour tenir compte du frottement. De C on trace la verticale pour trouver B et, de là, une droite de nouveau inclinée vers A qui se trouve également à 34 mm du centre. Le λ moteur ressort dans ce cas à 2,5.

Ce diagramme des énergies montre sous une forme très condensée les énergies en jeu pour le fonctionnement normal; il permet aussi de voir quelles seraient les énergies nécessaires pour atteindre les limites des courses mécaniquement possibles vers l'extérieur ou vers l'intérieur. On constate, à l'aide de ce diagramme, que pour passer du point

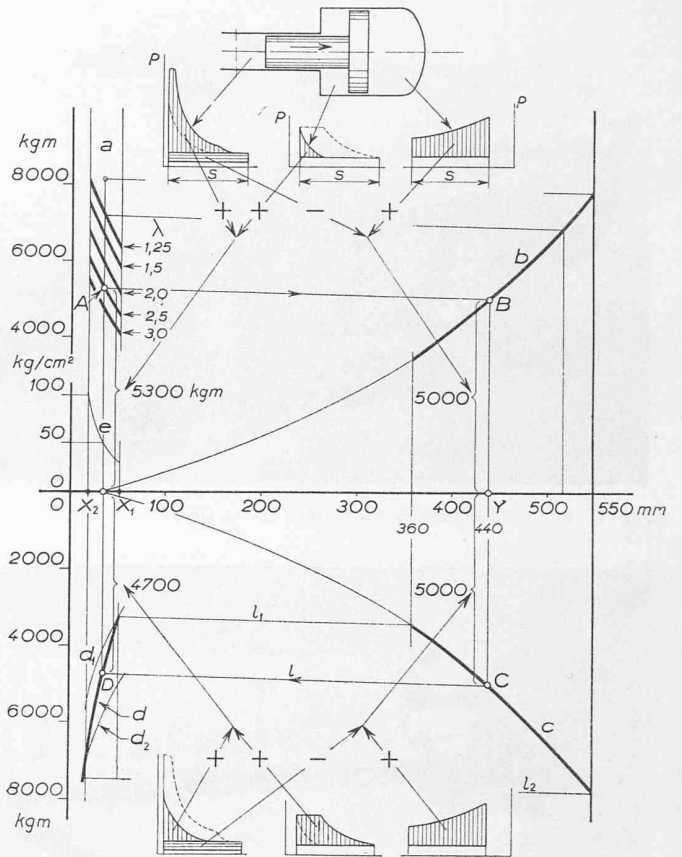


Fig. 8. Diagramme énergétique d'un générateur. L'échelle des énergies se rapporte à un seul piston du GS-34

- a courbes des énergies motrices pendant la course aller en fonction de λ et de la position du point mort intérieur
- b courbe de l'énergie résistante pendant la course aller
- c courbe de l'énergie motrice pendant la course retour
- d, d_1 , d_2 courbe de l'énergie résistante pendant la course retour
- e courbe de la compression moteur en fonction de la position du point mort intérieur
- P pression
- S course
- X_1 , X_2 position du point mort intérieur pour des pressions de compression moteur de 30 et de 100 kg/cm²
- l_1 , l_2 ligne de liaison pour 740 kgm par mètre de course de frottement
- Y position du point mort extérieur

mort extérieur de 440 mm au point mort extrême de 550 mm, il faudrait développer dans le cylindre moteur une énergie de détente supplémentaire de 68 %.

Or, nous pouvons admettre que le travail moteur ne peut jamais dépasser la valeur indiquée par la courbe à $\lambda = 1,25$, puisque, pour des excès d'air aussi faibles, la combustion ne pourra plus se faire complètement. On voit donc que, même si l'on injectait une quantité exagérée de combustible, les pistons s'arrêteraient encore bien avant la limite mécanique de leur course.

En réalité, le danger d'un choc en fin de course est encore moins grave, puisque la quantité de combustible ne pourrait jamais atteindre la valeur élevée qui correspond à $\lambda = 1,25$. En effet, nous avons montré sur la figure 4 que la quantité de combustible injecté par course est limitée par un dispositif mécanique; ainsi, pour le cas de fonctionnement représenté sur le diagramme des énergies, λ ne pourrait jamais dépasser les valeurs comprises entre 1,8 et 3,5.

Une autre constatation importante ressort de ce diagramme: c'est l'impossibilité de choc entre les pistons au point mort intérieur. En effet, même si les matelas renvoyaient les pistons avec le maximum d'énergie possible, en supposant même que la position extrême de 550 mm ait pu être atteinte accidentellement, la compression moteur ne dépasserait guère 100 kg/cm² et les pistons s'arrêteraient à environ de 40 mm l'un de l'autre. Il ressort d'ailleurs de la très forte inclinaison de la courbe d que la position du point mort intérieur ne varie que peu, même si l'énergie retour, par suite d'un déplacement de la position du point mort extérieur, est

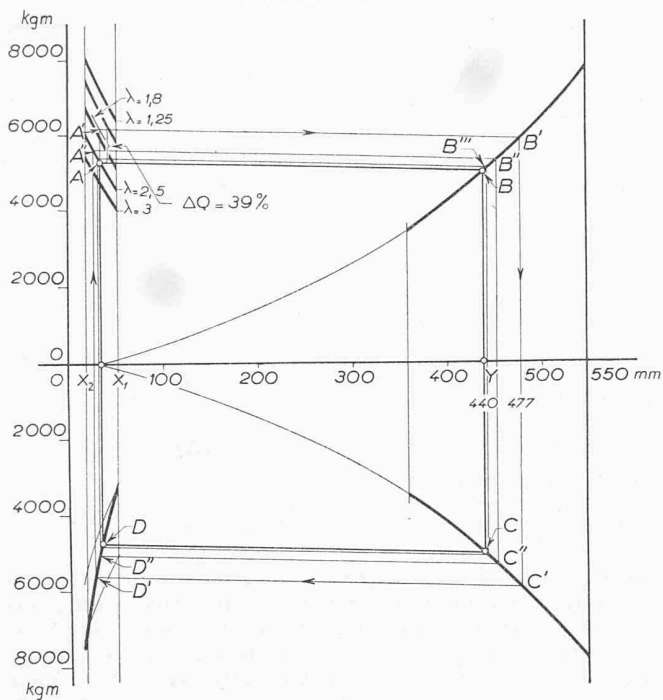


Fig. 9. Diagramme des énergies d'un générateur
 A-B-C-D cycle avant la perturbation
 A'-B'-C'-D' cycle pendant la perturbation
 A''-B''-C''-D'' premier cycle après la perturbation
 B''' position du point mort extérieur du deuxième cycle après la perturbation
 ΔQ augmentation momentanée de la quantité de combustible injecté en %

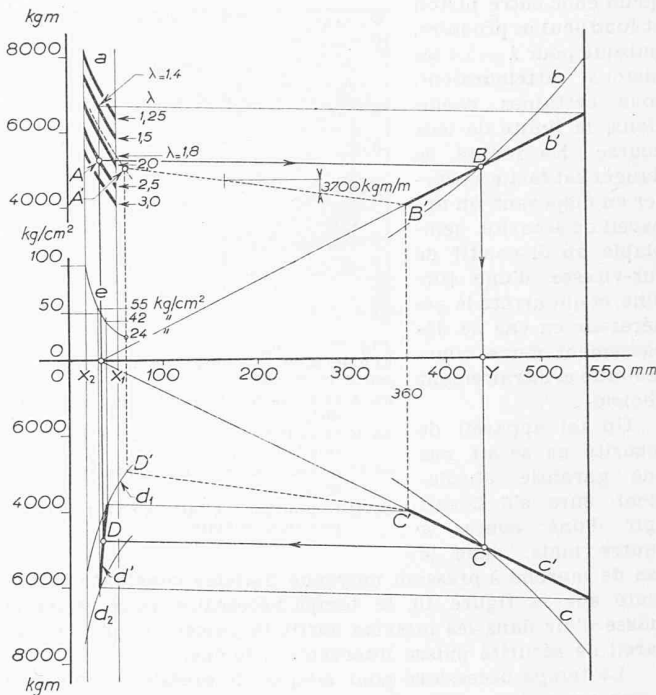


Fig. 10. Diagramme des énergies à pression moyenne matelas constante
 A-B-C-D cycle à frottement normal
 B'-B''-C'-D' cycle à frottement maximum
 b c énergie dans matelas à poids d'air constant
 b' c' énergie dans matelas à pression moyenne constante
 d d' énergie résistante au point mort intérieur, valable pour une énergie matelas variable suivant la droite c'

variable. La compression moteur a donc, à toutes les courses, une valeur pratiquement constante.

La conclusion essentielle à tirer de l'examen de ces diagrammes des énergies est l'impossibilité absolue de choc entre les deux pistons moteur, ou entre les pistons compresseur et le fond des cylindres matelas. Comme on le voit, cette sécurité absolue de fonctionnement est obtenue uniquement par le choix correct des dimensions et de la disposition des diverses capacités moteur, compresseur et matelas.

6. Diagramme des énergies avec perturbation de courte durée

Le diagramme des énergies peut, d'autre part, servir à vérifier le degré de stabilité propre d'un générateur, ce degré étant caractérisé par le nombre des battements nécessaires pour revenir, sans l'intervention du régulateur, aux conditions de marche qui régnaient avant une perturbation de courte durée, comme indiqué sur le diagramme de courses, figure 7.

Sur la figure 9 sont représentées les courbes des énergies en fonction des positions des points morts intérieurs et extérieurs qui se trouvent déjà sur la figure 8. Le fonctionnement avant la perturbation est défini par le tracé A-B-C-D du cycle, avec $\lambda = 2,5$ et la position du point mort extérieur à 440 mm du centre.

On suppose que l'injection augmente, pendant une course seulement, de 39 % de la quantité totale injectée. Le point A passe à A' et la course s'allonge jusqu'à B' qui se trouve à 477 mm du centre. De C' les pistons sont renvoyés vers le point mort intérieur avec une énergie accrue, ils s'arrêtent à D' à 8 mm plus près du centre que précédemment. Pendant la course suivante, la perturbation est supposée terminée; le cycle suit alors le tracé A''-B''-C''-D'', le point mort extérieur s'est rapproché à 14 mm de la position initiale, et le déplacement du point mort intérieur n'est plus que de 3 mm. Pendant la deuxième course suivant l'accroissement momentané de combustible injecté les pistons ont pratiquement repris, en B''', les conditions de marche initiales.

Sur la figure 7 sont marqués les points B', B'' et B''' déterminés graphiquement par rapport à la position du point mort normal B. Le degré de stabilité est, comme le fait ressortir le diagramme figure 9, déterminé par l'inclinaison de la courbe d par rapport à l'abscisse comparée à l'inclinaison

du réseau de courbes a; on voit que si, par suite d'un dimensionnement incorrect des diverses capacités, les courbes d étaient moins inclinées que les courbes a, il se produirait une marche instable où le moindre dérèglement entraînerait l'arrêt du générateur.

7. Diagramme des énergies avec matelas à pression moyenne constante

Nous avons supposé jusqu'à maintenant que, pendant les divers cycles examinés, les diagrammes de pressions et d'énergie du matelas restent invariables, ce qui veut dire que la masse d'air enfermée dans le cylindre matelas reste constante. Cette supposition correspond à la réalité tant qu'il s'agit de perturbations de la marche de très courte durée mais, si les variations de course s'étendent sur plusieurs battements successifs, le régulateur de la pression d'air dans le matelas a le temps d'intervenir et d'adapter la masse d'air aux nouvelles conditions de marche. Ce stabilisateur est établi, comme il a été dit plus haut, pour maintenir dans le cylindre matelas, pour une pression de refoulement invariable, une pression moyenne constante indépendante de la longueur de la course. Si, par suite d'une demande accrue du débit de gaz, la course s'allonge pendant plusieurs battements, la pression moyenne se trouvera augmentée et le stabilisateur laissera échapper un peu d'air du matelas pour rétablir la pression moyenne initiale. L'énergie accumulée dans un matelas à pression moyenne constante est représentée sur le diagramme des énergies, figure 10, par les droites b' et c' qui remplacent les courbes b et c, que l'on avait obtenues pour le cas d'un poids d'air constant à l'intérieur du cylindre matelas.

A la droite c' représentant l'énergie du matelas au retour correspond, pour une valeur donnée du frottement, une courbe d'. On constate que, dans ce cas, les variations de course influencent encore moins les pressions de compression moteur que sur le diagramme figure 8. Ainsi, pour toutes les positions des points morts extérieurs entre 360 et 550 mm du centre, la compression moteur varie seulement entre 42 kg/cm² et 55 kg/cm².

Sur la figure 8, on a démontré qu'en aucun cas les pistons ne pouvaient atteindre la limite de course vers l'extérieur. Le diagramme (fig. 10) des énergies à pression moyenne matelas constante pourrait, au contraire, faire croire

qu'un choc entre piston et fond peut se produire, puisque pour $\lambda = 1,4$ les pistons atteindraient, sous certaines conditions, la limite de leur course. En réalité, ce danger est facile à écarter en disposant un appareil de sécurité, semblable au dispositif de sur-vitesse d'une turbine, et qui arrête le générateur en cas de dépassement d'une course limite arbitrairement choisie.

Un tel appareil de sécurité ne serait pas une garantie absolument sûre s'il devait agir d'une course à l'autre mais, dans le

cas de marche à pression moyenne matelas constante représenté sur la figure 10, le temps nécessaire pour varier la masse d'air dans les matelas suffit largement pour que l'appareil de sécurité puisse intervenir à temps.

Le temps nécessaire pour adapter la pression du matelas à une nouvelle position du point mort extérieur peut également être lu sur le diagramme des courses, comme le montre la figure 11, où sont reproduites les courses dans le cas d'une diminution qui dure pendant plusieurs battements. Le combustible est réduit, au point A, d'environ un tiers. Le point mort intérieur se déplace d'abord vers l'extérieur, mais reprend après six battements environ l'ancienne position, indiquant par là que l'adaptation de la pression matelas est terminée. Le temps nécessaire pour cette adaptation a duré environ 0,6 seconde. Un déplacement de la position du point mort intérieur de la même importance, mais en sens opposé, se reproduit entre les points C et D quand le combustible injecté est de nouveau augmenté pour atteindre sa valeur initiale.

8. Diagramme des énergies avec frottement maximum limite

A l'aide des diagrammes d'énergie, on peut également étudier l'influence du frottement sur la marche des générateurs; ainsi, on a tracé sur le diagramme figure 10 les conditions de marche à frottement maximum, au-dessus duquel le fonctionnement n'est plus possible, même si le régulateur agissant sur les pompes d'injection les ouvrait au maximum permis par les butées de la tringlerie soit à $\lambda = 1,8$.

Le diagramme de marche à frottement maximum A'-B'-C'-D' fait ressortir que le générateur ne peut plus fonctionner si les pertes mécaniques atteignent une valeur supérieure à cinq fois leur valeur normale, soit 3700 kg par mètre de course. Cette caractéristique des machines à pistons libres constitue une protection très efficace contre des avaries graves, puisqu'un grippage encore peu important provoque l'arrêt de la machine avant que des destructions graves se soient produites. L'absence de volant constitue, dans ce cas, un avantage par rapport au moteur classique, où l'énergie accumulée dans le volant aggrave souvent les dégâts.

Il est d'ailleurs très peu probable que le frottement atteigne des valeurs excessives, la moindre variation des pertes mécaniques étant immédiatement signalée par l'indicateur de courses.

9. Fonctionnement avec clapets défectueux

Parmi les autres incidents qui pourraient se produire et dont l'effet peut facilement être vérifié sur les générateurs en essais, on peut citer le cas de rupture de clapets automatiques d'aspiration ou de refoulement d'air du compresseur. Ces essais ont été faits en reliant, d'une part le carter d'air de balayage au cylindre compresseur par un conduit muni d'une vanne et, d'autre part, le cylindre compresseur à l'air ambiant. On reproduit ainsi le cas de rupture de clapets de refoulement et celui de rupture de clapets d'aspiration. La section minimum choisie du conduit by-pass est de 14 cm², ce qui représente une section de fuite considérable qui ne serait obtenue que si plusieurs clapets étaient détériorés en

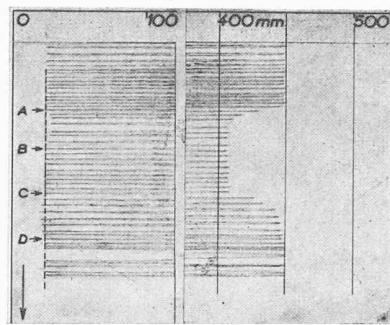


Fig. 11. Diagramme des courses avec déplacement prolongé de la position du point mort extérieur
 en A réduction du combustible d'environ 30%
 en B le point mort intérieur a repris sa position initiale
 en C augmentation du combustible de 30%
 en D le point mort intérieur a repris sa position initiale

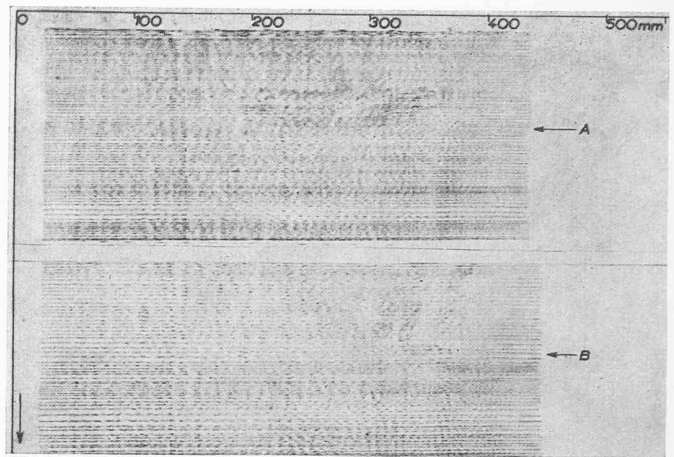


Fig. 12. Diagramme des courses
 A fuites entre carter et cylindre compresseur
 B fuites entre cylindre compresseur et air ambiant

même temps. Le diagramme des courses figure 12 montre que l'effet d'une fuite, même aussi considérable, n'est guère perceptible. Sur ces deux diagrammes, les courses sont d'abord relevées avec la vanne by-pass fermée. Au point A, on ouvre brusquement la vanne entre carter et cylindre compresseur et, au point B, la vanne entre cylindre compresseur et air ambiant. Dans les deux cas examinés, la fuite est pratiquement sans influence sur la marche des générateurs, qui pourraient donc sans inconvénient supporter des fuites bien plus importantes.

L'étude des conditions de stabilité montre que les générateurs à pistons libres sont d'un fonctionnement absolument sûr et régulier, malgré l'absence de l'embellage classique. Un choc entre les deux pistons moteur ou entre pistons compresseur et culasse est absolument impossible. Même dans le cas d'incident ou de perturbation, que ce soit de l'injection, du frottement ou de l'étanchéité des clapets, la marche régulière ne subit guère de changement.

Par contre, la suppression de l'embellage classique procure à ces machines une très grande souplesse de marche qui permet d'adapter au mieux les divers facteurs de fonctionnement au débit et à la pression variables des gaz alimentant la turbine.

Verhalten der Stahlkonstruktion beim Brand eines Industriebaues

DK 624.94.0046

Von Ing. R. GUYER, Pratteln

1. Beschreibung des Baues

In der Nacht vom 23. auf den 24. Dezember 1948 ist in einem industriellen Unternehmen ein Brand ausgebrochen, der innert wenigen Stunden in einem Teil der Gebäudeanlagen beträchtlichen Schaden angerichtet hat. Die Ursache des Feuers konnte meines Wissens nicht ermittelt werden; sie spielt bei den nachstehend geschilderten Beobachtungen und Ueberlegungen auch keine Rolle. Der Umfang des Brandes und die Bezeichnung der einzelnen in Mitleidenschaft gezogenen Gebäudeteile ist aus den Bildern 1 und 2 ersichtlich.

Die schraffierte Fläche in der zweiten Erweiterung (Bild 2) stellt ein zur Zeit des Brandes prall gefülltes Zwischenmagazin in Holzkonstruktion mit I NP als Dachunterzügen dar. Die zweite Erweiterung war über dieses Magazin, dessen Abbruch geplant war, montiert worden. Die verschiedenen Gebäudeteile sind in Etappen von 1945 bis 1948 erstellt worden, wiesen aber alle die selbe Bauart auf. Die Eisenkonstruktion — im Fundament eingespannte Säulen mit einem Längsportal auf acht Felder, geschweisste Shedunterzüge und Kranbahn mit seitlicher Vergitterung, alles wie üblich ohne Feuerschutz — weist keine Besonderheiten auf. Dagegen ist darauf hinzuweisen, dass die Mauer zwischen «Bau II» und erster und zweiter Erweiterung nicht über Dach geführt worden ist. Sie vermochte dann auch das Uebergreifen des Feuers auf die Randpartie von Bau II nicht zu verhindern; immerhin mag es ihr zu verdanken sein, dass sich das Feuer nicht noch weiter ausdehnte und dass Bau II verhältnismässig ge-