

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 47/48 (1906)
Heft: 20

Artikel: Turbo-Compresseur, système Rateau et Armengaud
Autor: Berbesat, Alfred
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-26187>

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: 01.04.2025

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

INHALT: Turbo-Compresseur, système Rateau et Armengaud. — Dritte deutsche Kunstgewerbe-Ausstellung in Dresden 1906. IV. (Schluss.) — Das deutsche Museum in München. — Der Umbau der Station Oerlikon. — Miscellanea: Eidg. Wasserrechtsgesetzgebung, Erweiterung des Saalbaues in Olten. Stadtpräsident H. Pestalozzi in Zürich. Stadtingenieur von Winterthur. — Nekrologie: † A. Weilenmann. — Konkurrenzen:

Krematorium mit Urnenballen an der Neumünsterstrasse in Zürich. Kantons- und Universitäts-Bibliothek in Freiburg. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Gesellschaft ehemaliger Studierender: Stellenvermittlung. Tafel XII: Dritte deutsche Kunstgewerbe-Ausstellung in Dresden 1906: Pflanzenraum des Wintergartens.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur unter der Bedingung genauester Quellenangabe gestattet.

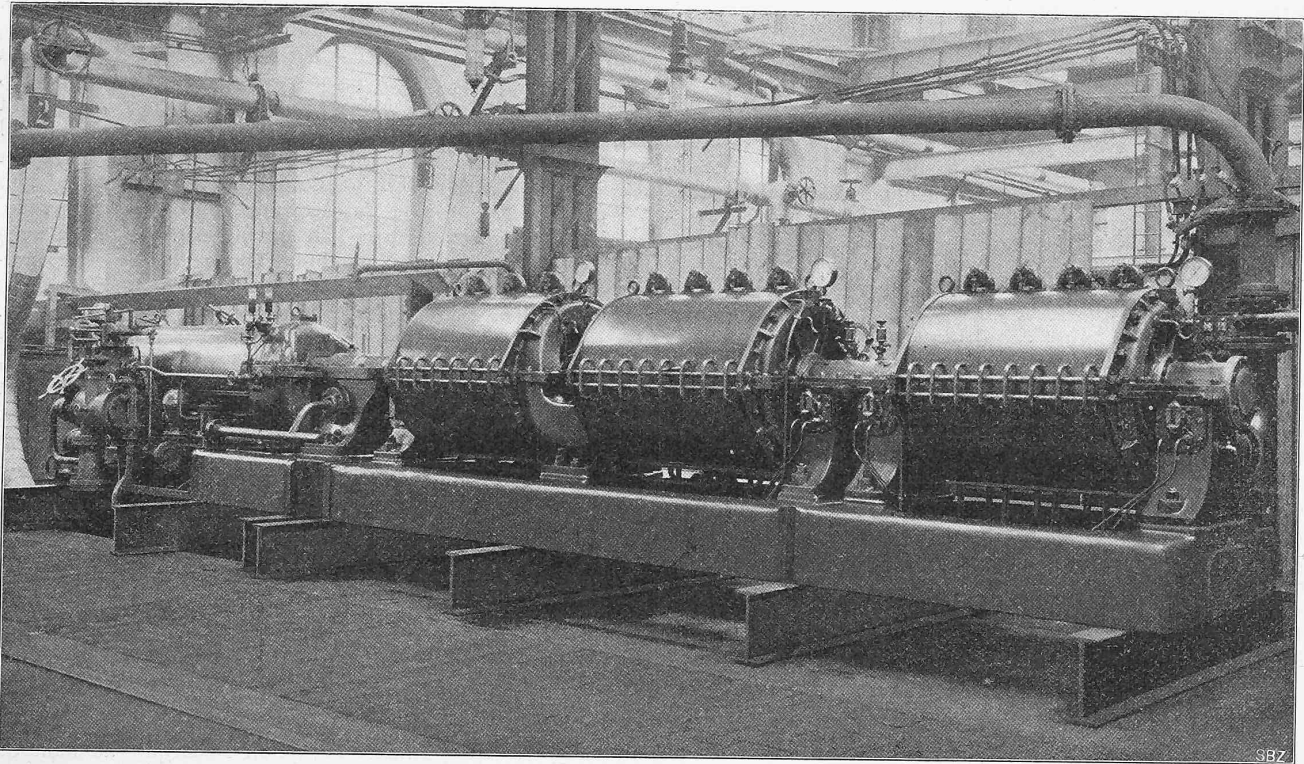


Fig. 3. Compresseur centrifuge multicellulaire construit dans les Usines de *Brown, Boveri & Cie.* à Baden.

Turbo-Compresseur, système Rateau et Armengaud.

Par *Alfred Barbesat*, Ingénieur, Paris.

1. D'après les données théoriques du Prof. Dr. Rateau, la *Société des Turbomoteurs à combustion* à Paris, vient de faire construire et essayer dans les Usines *Brown, Boveri & Cie.* à Baden, un compresseur centrifuge destiné à fournir l'air nécessaire à la turbine à pétrole dont le principe a déjà été exposé dans cette revue.¹⁾

En dehors de l'application spéciale pour laquelle cette nouvelle machine a été prévue, elle est intéressante parce que les grandes vitesses de rotation des turbines à vapeur lui conviennent très bien. Jusqu'à présent la seule réceptrice pouvant leur être directement accouplés. Les compresseurs centrifuges permettront de réaliser des groupes Turbine-compresseur à marche rapide présentant de sérieux avantages sur les machines à piston lorsqu'il s'agira de comprimer beaucoup d'air à une moyenne pression, comme c'est en particulier le cas dans les souffleries de hauts fournaux, cubilots Bessemer, mines, sucreries etc.

2. En poursuivant le problème de la turbine à pétrole, nous avons été naturellement conduits à construire un compresseur d'essai avec différentes roues interchangeable et à les essayer. Le compresseur élémentaire (fig. 1) était mû par une turbine de Laval et directement accouplé sur l'arbre primaire de celle-ci. Pendant nos essais cet arbre faisait 10000 révolutions par minute. Le compresseur débitait en marche normale 160 litres d'air par seconde sous 0,13 atm. de pression utile et absorbait 5,7 chevaux sur l'arbre. Le rendement, c'est-à-dire le rapport entre le travail

théorique nécessaire pour la compression adiabatique et le travail effectif absorbé $\frac{2,71}{5,70}$ chevaux, ou bien encore le rapport entre l'augmentation de température correspondant à la compression adiabatique et l'augmentation de température mesurée $\frac{11,1}{23}$ °Cent. était d'environ 48 %. Il est probable que nous aurions amélioré ce chiffre, si nous avons continué nos essais; mais au cours de ceux-ci nous avons eu connaissance d'un compresseur multicellulaire, devant tourner à 4500 tours par minute et débiter par seconde 800 litres d'air à 7 kg/cm² de pression absolue, que M. Rateau faisait construire chez Sautter-Harlé à Paris pour les mines

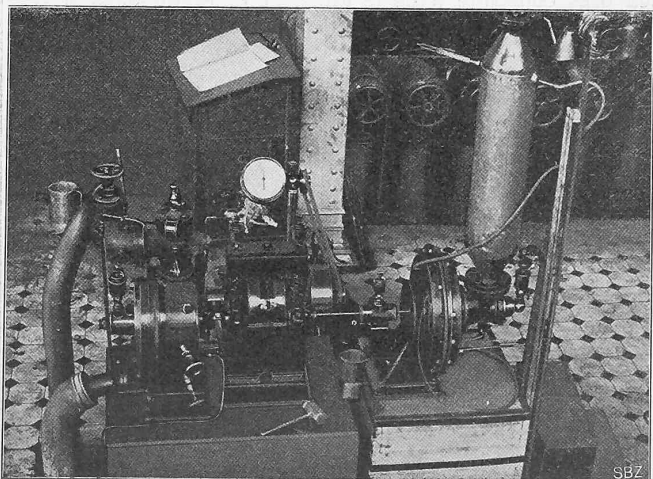


Fig. 1. Ventilateur d'essai accouplé à une turbine de Laval.

¹⁾ Voir tome XLIV, page 100.

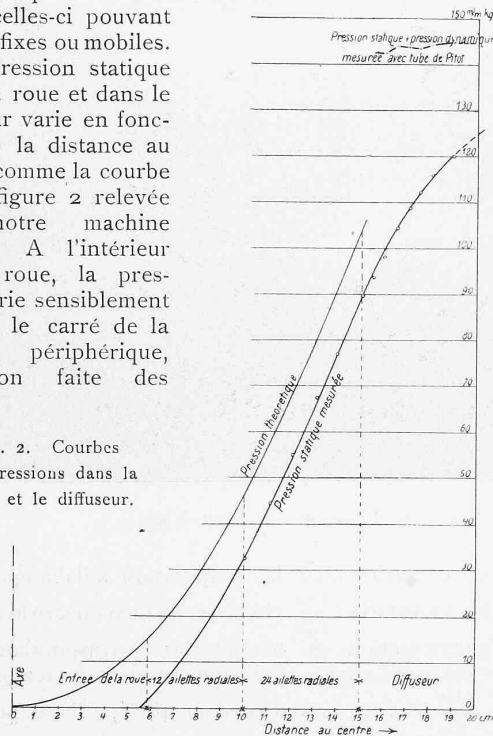
de Bethune et qui répondait assez bien à nos desiderata. Nous nous sommes donc entendus avec lui pour faire faire une unité spécialement appropriée à nos besoins, et profitant déjà des perfectionnements trouvés par nous-mêmes avec M. Armengaud, tout particulièrement chez MM. Brown, Boveri & Cie. à Baden.

Ce compresseur comprend une série de roues semblables réunies en tension. Chaque roue est composée de deux parties essentielles: la roue proprement dite et le diffuseur.

La roue à ailettes radiales ou incurvées a pour but d'entraîner le fluide autour de l'arbre et d'y faire naître une force centrifuge capable de vaincre la pression d'amont. Le diffuseur a pour but d'obtenir des sections d'écoulement de plus en plus grandes, afin de réduire convenablement la vitesse absolue de l'air à sa sortie de la roue à ailettes et de transformer ainsi l'énergie cinétique ou force vive du fluide en énergie potentielle ou pression. Il est formé de préférence par le prolongement dans le sens radial des deux parois de la roue, celles-ci pouvant être ou fixes ou mobiles.

La pression statique dans la roue et dans le diffuseur varie en fonction de la distance au centre comme la courbe de la figure 2 relevée sur notre machine d'essai. A l'intérieur de la roue, la pression varie sensiblement comme le carré de la vitesse périphérique, déduction faite des

Fig. 2. Courbes des pressions dans la roue et le diffuseur.



pertes à l'entrée. Dans le diffuseur elle augmente d'abord aussi rapidement que dans la roue elle-même, puis de plus en plus lentement jusqu'à la pression statique maxima.

La pression statique plus la pression due à la vitesse absolue du fluide (mesurée avec un tube de Pitot) reste à peu près constante dans le diffuseur et atteint dans le cas particulier 1,6 fois la pression donnée par la roue proprement dite.

3. Cet essai nous avait permis de comparer le travail absorbé par le compresseur, déduction faite des frottements de la roue et des paliers, au travail théorique nécessaire pour accélérer 1 kg d'air de la vitesse absolue v_1 à v_2 et pour le refouler de la pression p_1 à p_2 , v_1 et p_1 étant la vitesse absolue de l'air et la pression à l'entrée de la roue, v_2 et p_2 ces mêmes valeurs à la sortie de la roue (et pas du diffuseur bien entendu).

En appliquant le théorème de Bernoulli, ce travail théorique est donné par:

$$\left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) - \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} \right)$$

ou bien en appliquant le théorème de Coriolis par:

$$\frac{u_2 v_2'}{g} - \frac{u_1 v_1'}{g}$$

u_2 et u_1 étant les vitesses périphériques, v_2' et v_1' les projections de v_2 et v_1 sur u_2 et u_1 .

Le travail théorique ainsi calculé a toujours été trouvé plus grand que le travail absorbé. Faut-il en conclure que nos mesures étaient inexactes, que nous n'avions pas enregistré le véritable p_2 ni tenu compte de la réelle vitesse absolue moyenne v_2 ? Les différences observées nous paraissent trop grandes pour que nous puissions nous contenter de cette seule explication.¹⁾

4. Le compresseur multicellulaire fig. 3 comprend une vingtaine d'éléments semblables, repartis en trois corps. Chaque corps est plus petit que le précédent parce que les dimensions des roues et des éléments doivent diminuer au fur et à mesure que la compression s'effectue. Pour des raisons d'ordre pratique les roues d'un même corps sont égales entre elles, chacune absorbe donc le même travail et pour chacune le rapport des pressions absolues amont et aval est le même. En fonction du nombre de roues d'un corps la pression varie suivant une courbe logarithmique.

Dans les trois corps l'air circule dans le même sens et la poussée axiale est équilibrée pour chaque roue individuellement. Des paliers de butée supportent le reliquat de la poussée, celle-ci n'atteint même pas 50 kg par palier. Le poids de l'ensemble tournant étant relativement très petit, un graissage des paliers par simples bagues est suffisant. Pour éviter les fuites d'air, tous les paliers sont enclos. L'arbre flexible a donné de très bons résultats; même à 4500 tours les vibrations de la machine sont insignifiantes. Les accouplements sont formés par des manchons à griffes système Brown. Toutes les roues ont été essayées à 6000 tours/min. et ont résisté sans laisser trace de déformation.

Chaque élément du compresseur est refroidi par chemise d'eau, de telle sorte que l'air augmente sa température de 50° C. seulement dans les trois corps; dans ces conditions nous avons jugé inutile d'ajouter des refroidisseurs intermédiaires prévus. L'enveloppe d'eau agit en outre très favorablement pour assourdir le bruit de la machine. L'eau arrive et repart dans chaque élément par en dessous. Les poches d'air qu'on remarque au haut du compresseur fig. 3 peuvent être vidées de temps en temps et les tuyaux en cuivre qui dépassent les toles sur chaque flanc permettent de contrôler facilement, au toucher, si la circulation de l'eau se fait normalement; d'ailleurs celle-ci une fois réglée ne varie plus.

5. La machine était calculée pour débiter à 4000 tours/min.: 1 mètre cube d'air par seconde sous une pression de 5 kg/cm² absolus. Aux essais nous avons relevé un débit normal plus fort: 1,06 m³/sec., la pression correspondante étant seulement de 4,3 kg/cm² absolus. Cette différence provient en majeure partie de la suppression des refroidisseurs intermédiaires. Il faut augmenter le nombre de tours du groupe turbine-compresseur de 4000 à 4250 tours pour obtenir la pression demandée avec un débit de 1,13 m³/sec. Le compresseur absorbe alors 400 chevaux sur l'arbre. Le rendement du groupe est meilleur à 4250 qu'à 4000 tours.

Pour mesurer le débit d'air, nous nous sommes servis d'un réservoir de 7 m³ placé à l'aspiration du compresseur; celui-ci y créait une certaine dépression et provoquait un appel d'air à travers une tuyère de section connue. La dépression mesurée avec un tube en U atteignait dans le réservoir jusqu'à 270 mm d'eau correspondant à une vitesse d'environ 68 m/sec. au col de la tuyère. Le coefficient de contraction, étant compris entre 0,98 et 1,0, était très voisin de 0,99. Ce coefficient est d'ailleurs le seul qu'il faille admettre et les débits ainsi mesurés diffèrent moins de 1% de la réalité.

Le travail absorbé par le compresseur a été évalué de deux façons différentes: d'abord en mesurant les calo-

¹⁾ Dans le même ordre d'idées, remarquons que dans les turbopompes aussi bien que dans les turbocompresseurs le rendement total est en général lui aussi toujours plus grand et notablement plus grand que le rendement manométrique sans qu'il en ait été donné une explication satisfaisante jusqu'ici. Il y aurait là matière intéressante pour un beau travail de laboratoire.

ries emportées par l'air et par l'eau de refroidissement et ensuite en mesurant l'énergie théorique cédée par la vapeur consommée. Le rendement interne de la turbine était contrôlé chaque fois que la vapeur en sortait encore surchauffée.

Le travail théorique nécessaire pour comprimer 1 kg d'air dépend de l'efficacité du refroidissement employé, c'est-à-dire de l'augmentation de la température de l'air en fonction de l'augmentation de sa pression. Nous avons relevé la température et la pression correspondante de l'air en quatre points du compresseur et avons ainsi pu

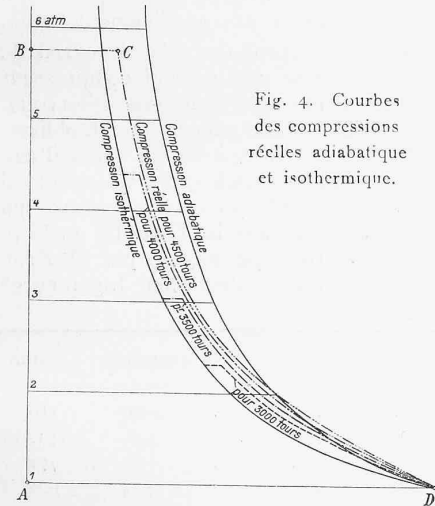


Fig. 4. Courbes des compressions réelles adiabatique et isothermique.

tracer la courbe de la compression réelle dans le diagramme des pressions-volumes fig. 4. Les surfaces telles que *ABCD* représentent le travail théorique nécessaire pour comprimer la masse d'air unité, de la pression *OA* à la pression *OB*.

6. Nous avons consigné dans le tableau des essais ci-dessous les chiffres relevés sur le compresseur

et qui nous ont permis d'évaluer son rendement (voir courbes fig. 5). Par rendement nous entendons: *Le rapport entre le travail théorique nécessaire pour la compression réelle de la quantité d'air prise à la pression atmosphérique et refoulée à la pression requise et le travail moteur correspondant absorbé sur l'arbre.*

Ce rendement (fig. 5) est sensiblement égal à 73% pour le 1^{er} corps, 68% pour le 2^{ème} corps et 70% pour le 3^{ème} corps, c'est-à-dire 70% pour l'ensemble, lors du débit normal du compresseur marchant à 4000 tours; il varie très

peu quand le débit passe de $\frac{2}{3}$ à $\frac{4}{3}$ fois sa valeur normale, et c'est là une propriété intéressante de ces machines. Le rendement du 2^{ème} corps devrait être d'environ 72%, la différence provient d'une cause accidentelle. En changeant la vitesse de rotation du compresseur, tout en laissant

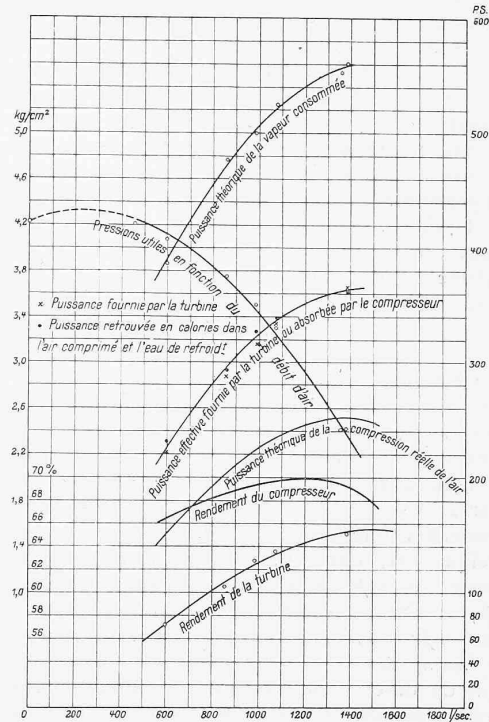


Fig. 5. Courbes caractéristiques à 4000 tours du compresseur multicellulaire.

souffler celui-ci sur une ouverture normale constante, le rendement ne varie pas beaucoup, il atteint sa valeur maxima 74% à 3400 tours par minute. Les débits et les pressions utiles peuvent donc être modifiés dans de larges limites sans que le rendement en souffre d'une façon appréciable.

Essais du Compresseur Multicellulaire de la Société des Turbomoteurs à combustion

Section de la tuyère d'entrée: 201 cm² 06

Août 1906.

Données de la turbine						Données du compresseur								
Nombre de tours	Pression de la vapeur		Température de la vapeur		Consommation de vapeur	Depression	Pression de l'air à la sortie		Température de l'air		Augmentation de la température de l'eau de refroidissement	Consommation d'eau	Débit d'air	Pression atm.
	Amont	Aval	Amont	Aval			Aspirat.	Refoulement	°Cent.	°Cent.				
par min.	kg/cm ²	cm abs.	°Cent.	°Cent.	litres mesurés à 30°	mm d'eau	kg/cm ²	°Cent.	°Cent.	°Cent.	litres heures	litres seconde	mm Hg.	
4030	4,6	9,4	250	51,0	1609	50,5	4,07	29,5	67,9	11,178 P 5,50	10803 900	597	727,5	
4000	5,29	10,75	267	53,3	1910	103,8	3,75	27,1	72,5	I 12,8 II 13,9 III 11,7 P 13,0	976 4050 5350 1015	856	732,6	
4000	5,65	11,21	279,3	54,17	2050	137,7	3,50	28,6	78,5	11,40	14090	985	731	
4000	5,73	9,6	290	51,0	2025	164	3,315	27,0	79,0	I 12,9 II 14,3 III 12,6 P 13,0	1135 4550 5390 1015	1076	732,6	
4000	6,45	10,7	302	53,0	2135	270	2,52	25,9	80	I 10,7 II 13,9 III 12,4 P 13,0	1020 4400 5600 1015	1381	732,6	
4000	5,83	10,03	265	52,3	2190	261,3	2,417	30	87,3	11,052 P 4,5	13520 925	1358	727,5	
3035	2,95	11,2	153	55,1	1288	85	1,32	23	50,5	5,205 P 1,7	11872 978	770	728,5	
3520	4,29	9,73	208,5	51,4	1530	117	2,06	25	65,2	9,853 P 3,4	9222 978	910	728,5	
4470	7,77	9,84	216	51,5	2735	202,0	4,78	26,8	96,0	16,627 P 8,0	12406 1010	1195	728,5	

(P: eau relative aux paliers)

ciable. Ce dernier est actuellement déjà fort beau, mais pourra certainement encore être amélioré dans la suite. Si nous nous représentons que l'air est accéléré et retardé plus de vingt fois dans ce compresseur, qu'il y a des fuites entre chaque élément et qu'il intervient le frottement de plus de vingt disques dans un milieu de plus en plus dense, nous reconnaitrons que pour une première machine ces résultats sont très satisfaisants.

7. Il est du reste intéressant de comparer ces valeurs aux rendements actuels des compresseurs à piston. De prime abord on pourrait être tenté de croire que ces derniers ont un rendement supérieur au compresseur centrifuge essayé. Ce préjugé vient de ce que le rendement des compresseurs à piston a été jusqu'ici évalué trop favorablement, nous verrons pourquoi, et qu'on appelle souvent rendement tout court les coefficients les plus divers. Ainsi un rendement mécanique, ou un rendement volumétrique n'est plus un rapport entre un travail théorique de compression et un travail effectif, et ne saurait être comparé à ce que nous avons défini par rendement; ce sont là de simples coefficients de la machine.

En calculant le rendement dans différents essais de compresseurs à piston, nous avons trouvé une différence nettement accusée dans la valeur de celui-ci, suivant que le débit d'air avait été mesuré avec réservoirs ou simplement par le volume qu'engendre le piston, multiplié par le rendement volumétrique de la cylindrée. Le rendement volumétrique est, entre parenthèse, le rapport du volume d'air ramené à la pression atmosphérique et à la température ambiante, réellement emmagasiné à la pression demandée dans un temps donné, au volume engendré par le piston, dans le même temps. Or on déduisait jusqu'à présent ce coefficient de différentes manières des diagrammes relevés sur le compresseur. Toutes ces méthodes, ainsi que l'ont démontré dernièrement MM. Richter¹⁾, Lebrecht²⁾, Calmeau³⁾ et Déchamps⁴⁾ ne donnent qu'une grossière approximation et des résultats même pas comparables entre eux parce que les erreurs commises ne procèdent pas des mêmes causes.

Pour ne pas entrer dans trop de détails, nous renverrons aux travaux précités, desquels nous extrayons seulement les chiffres suivants :

	Richter	Lebrecht	Calmeau
Rendement volumétrique d'après le diagramme . . .	79,9 86,1 91,6	88 84,5 79	93
Rendement volumétrique vrai (déterminé avec réservoir)	70,5 76,0 82,0	72 76,5 70	88,5

Dans ces essais la pression de refoulement était comprise entre 4 et 6 kg/cm^2 effectifs.

Cette méthode de mesurer le débit d'air qui semble d'abord assez rationnelle est donc tout-à-fait insuffisante. La différence provient surtout du réchauffement et de la dilatation de l'air pendant la période d'aspiration du piston et aussi de l'inétanchéité presque inévitable du piston, des soupapes et des bourrages, lorsqu'il s'agit d'air.

L'enquête que nous avons faite⁵⁾ pour déterminer le rendement, tel que nous l'avons défini plus haut, dans les compresseurs à piston, nous a démontré que celui-ci est compris entre 65 et 75 %, il atteint presque 80 % pour certains compresseurs à soupapes commandées (système Köster par exemple). Toutefois nous devons faire remarquer que pour établir ces chiffres, le débit d'air a presque toujours été évalué d'après le coefficient volumétrique déduit des diagrammes d'indicateurs. Or nous venons de voir que cette méthode donne des résultats de 4 à 10 % supérieurs à la réalité, le plus grand écart ayant précisément lieu

¹⁾ Mitteilungen über Forschungsarbeiten, herausgegeben vom V. D. I. Heft 32.

²⁾ Z. V. D. I. 1905, pages 151 et 253.

³⁾ Congrès de mécanique, Liège 1905, Tome III, page 245.

⁴⁾ Revue universelle des Mines, Tome VIII, 1904, page 89.

⁵⁾ Voir: Die Gebläse von Jhering, Glöckauf, März 1903.

Z. V. D. I. 1903, page 641. 1905, pages 151, 253, 1101, 1881.

pour les compresseurs à soupapes commandées, toutes choses égales d'ailleurs. Il est évident que dans ceux-ci on peut augmenter pour ainsi dire à volonté le coefficient volumétrique en laissant la soupape d'aspiration s'ouvrir immédiatement après le point mort; l'air renfermé dans l'espace nuisible s'échappe alors au dehors, sa ligne d'expansion apparaît presque verticale sur le diagramme et le coefficient volumétrique semble avoir augmenté, mais sans que l'air réellement refoulé ait varié de ce fait. En tenant compte de l'erreur ainsi commise dans l'évaluation du débit d'air, on retrouve pour les deux genres de compresseurs, centrifuge et à pistons, des rendements sensiblement égaux.

Nous nous bornerons à reproduire ici en regard de nos résultats, les chiffres relevés sur un seul compresseur à piston, où le débit d'air a été déterminé avec réservoirs. Ce compresseur a été fourni dernièrement aux Etablissements de la Vieille-Montagne à Baelen-Wezel (près d'Anvers) par la Société Humboldt de Kalk (près Cologne); il a été soumis à des essais de réception très sérieux qui ont été décrits par M. Calmeau dans le Tome III du Congrès de mécanique de Liège 1905 pg. 245 et par M. Krull dans la „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure“ 1905 pg. 1881.

Compresseur	centrifuge	à piston
Nombre de tours par min.	4000	116
Puissance absorbée en chevaux.	33 ⁸	(151,6)
Pression barométrique mm/Hg.	731	771
Pression absolue de refoulement kg/cm^2	4,24	6,20
Débit d'air en m^3 /heure	3888	1267
Rendement par rapport à la compression réelle	69,8	—
Rendement par rapport à la compression isothermique	61,5	(57,2) 61,5

Les chiffres entre parenthèses renferment les pertes du moteur électrique qui évidemment sont à déduire; en admettant 93 % de rendement pour celui-ci, les rendements totaux des deux compresseurs deviennent égaux.

8. Jusqu'ici nous avons toujours envisagé le rendement par rapport à la compression réelle parce qu'il tient compte de toutes les pertes d'énergie dans le compresseur, sans faire intervenir l'efficacité du refroidissement employé. Le refroidissement de l'air améliore cependant beaucoup la valeur économique d'un compresseur. La compression idéale est celle qui se fait à température constante, et c'est de celle-là qu'il faut se rapprocher autant que possible.

Dans les compresseurs à piston l'air est comprimé en une seule, au plus en deux fois (pour de moyennes pressions); par un refroidissement même énergique, il n'est guère possible de dépenser dans ceux-ci, pour la com-

Deutsche Kunstgewerbe-Ausstellung in Dresden 1906.

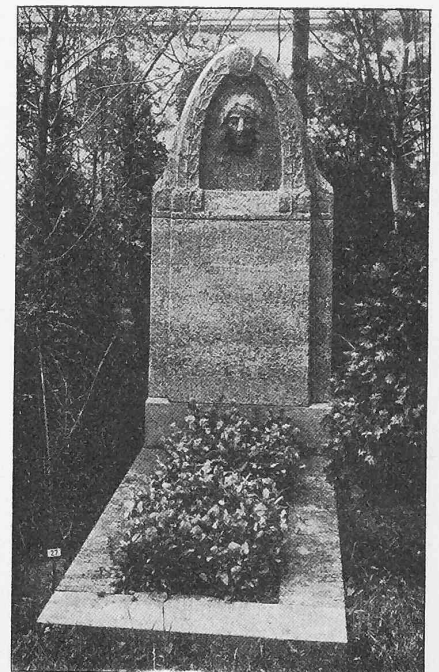


Abb. 23. Grabmal aus Muschelkalk von Karl Neuhaus in Dresden.

pression réelle, moins de 15% d'énergie en plus de celle qu'il faut pour la compression isothermique. Dans les compresseurs centrifuges au contraire, on comprime en un très grand nombre de fois et on peut, en refroidissant entre chaque élément, réaliser une compression beaucoup plus voisine de l'isotherme. Nous pourrions dans la suite notablement améliorer le refroidissement et certainement aussi le rendement actuel pour arriver à 70 et même 73% de rendement non plus par rapport à la compression réell, mais par rapport à l'isotherme. C'est ce rendement que nous appellerons *rendement total* parcequ'il tient compte de toutes les circonstances qui exercent une influence sur la dépense de travail, et permet de chiffrer, d'une manière nette et bien définie, la valeur d'un compresseur au point de vue de l'économie. Nous le définirons par: *le rapport du travail à dépenser pour aspirer, comprimer et emmagasiner la quantité d'air réellement débitée, dans l'hypothèse où la compression s'effectuerait à température constante, entre la pression atmosphérique et la pression de refoulement, au travail effectif fourni par la machine motrice.*

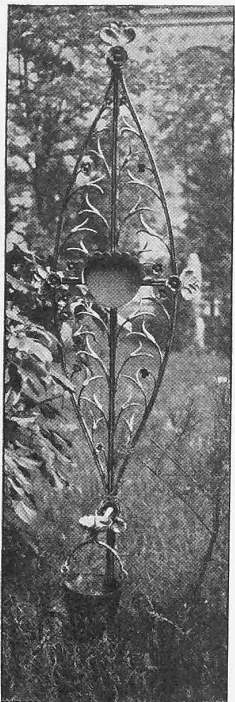


Abb. 21. Schmiedeisernes Grabkreuz.
Von J. Diez in München.

$$\eta = \frac{10000 p_0 V L n \frac{p}{p_0}}{3600 \times 75 \times T} = \frac{p_0 V L n \frac{p}{p_0}}{27 \times T}$$

où p_0 et p sont les pressions absolues d'aspiration et de refoulement en kg/cm^2 , V le débit d'air en m^3 par heure et T le travail moteur effectif en chevaux.

Dans l'exemple précédent ce rendement est très voisin de 61,5%, il est égal au rendement total actuel du compresseur centrifuge, muni comme nous le faisons remarquer d'un refroidissement très perfectible.

9. En dehors de la question rendement, les compresseurs centrifuges possèdent sur leur rival de gros avantages pratiques parmi lesquels nous citerons seulement:

1. Leur grande souplesse d'applications.
2. Des frais d'entretien et de surveillance très réduits. La consommation d'huile en particulier est minime.
3. Enfin tous les avantages qu'a la turbine à vapeur sur la machine à vapeur pour l'encombrement, le poids, les fondations, le prix d'achat etc.

Cette machine est appelée à rendre sous peu de grands services à l'industrie et il appartient à M. Rateau d'avoir su calculer le premier compresseur multicellulaire, comme il avait déjà été le premier à savoir calculer une turbine à vapeur industrielle.

Dritte deutsche Kunstgewerbe-Ausstellung in Dresden 1906.

Von Baurat A. Lambert in Stuttgart.
(Mit Tafel XII.)

IV. (Schluss.)

Neben der Raumkunst nimmt die Friedhofskunst eine bedeutende Stelle ein, da der ganze linke Hof des Ausstellungspalastes von Max Hans Kühne in einen romantischen Kirchhof verwandelt wurde. Ohne ganz der Behauptung

¹⁾ Die diesem Bericht beigegebenen Abbildungen verdanken wir, wie bereits mitgeteilt, der Gefälligkeit der «Architektonischen Rundschau», des «Kunstgewerbeblatts» und des Verlegers des Offiziellen Katalogs Wilhelm Baensch in Dresden.

des offiziellen Katalogs beizustimmen, dass im letzten Jahrhundert die Kirchhofkunst gänzlich in Vergessenheit geraten wäre und dass sie erst jetzt wieder aufzublühen beginne, muss man doch zugeben, dass gegenwärtig interessante Versuche gemacht werden, etwas mehr Individualität in die einzelnen Kompositionen hineinzubringen. Dabei darf man nicht ausser acht lassen, dass ausserordentlich vieles von alten Grabdenkmälern, und hauptsächlich, weil sie heute in Ehren steht, von der ländlichen Kirchhofkunst entlehnt wird; so nimmt man z. B. die Schmiedeisentechnik wieder auf, wie sie früher in Süddeutschland sehr verbreitet war. Eine hübsche Verwendung dieser Dekorationsweise zeigt das von Julius Diez entworfene Grabkreuz (Abb. 21).

Wir bewundern ausserdem eine in Form und Farbe gleich künstlerisch behandelte Friedhofkapelle von Max Hans Kühne in Dresden.

Besonders stimmungsvoll ist ein Grabmal in Form eines Sarkophags von Ernst Hottenroth in Dresden, ernst und würdig das Wandgrabmal von Architekt Fritz Schumacher in Dresden (Abb. 22) und das freistehende Grabmal aus Muschelkalk (Abb. 23), das Bildhauer Karl Neuhaus in Dresden entworfen hat.

Eine interessante Gruft auf achteckigem Grundriss, mit einer Kuppel bedeckt, hat Oswin Hempel in Dresden entworfen; weniger erfreulich ist in der Nähe eine Gruft mit Holzdecke!

Bei vielen Denkmälern macht sich eine unkünstlerische Skulptur breit; das geringe Können wird dabei nur ungenügend durch die teils kindische, teils derbe Plastik und das raue Material gedeckt.

Dritte deutsche Kunstgewerbe-Ausstellung in Dresden.

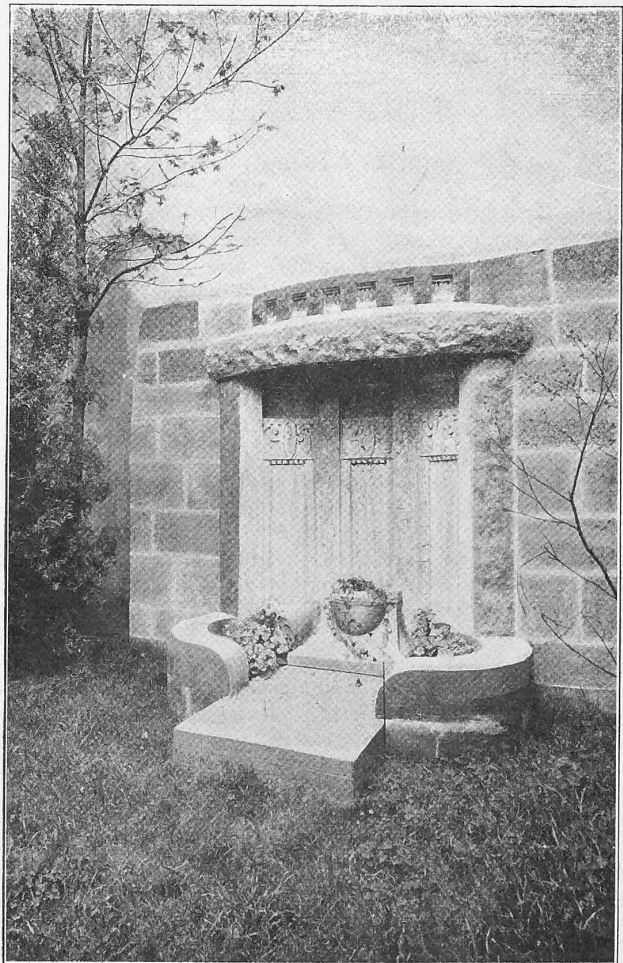


Abb. 22. Wandgrabmal aus Thüringer Kalkstein.
Von Architekt Professor Fritz Schumacher in Dresden.