

Zeitschrift: Bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes
Band: 19 (1893)
Heft: 1 & 2

Artikel: L'ascenseur hydraulique à action directe: étude de mécanique appliquée
Autor: Grenier, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-17487>

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: 09.11.2024

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

Le jaugeage des sources a un intérêt météorologique rétrospectif aussi grand certainement que celui de la pluie tombée et les courbes donnent une image très vivante de la pluviosité d'une année. Il serait désirable de voir se multiplier les observations de sources, parallèlement à celles des hauteurs de cours d'eau.

Neuchâtel, 1^{er} novembre 1892.

L'ASCENSEUR HYDRAULIQUE A ACTION DIRECTE

ÉTUDE DE MÉCANIQUE APPLIQUÉE

par W. GRENIER, prof.

(Extrait du recueil inaugural de l'Université de Lausanne.)

Il n'a été, croyons-nous, publié jusqu'ici aucune étude de l'ascenseur hydraulique faite au point de vue de la mécanique appliquée. Les ingénieurs appelés à établir le projet d'un appareil de ce genre procèdent d'habitude par tâtonnements plutôt qu'à l'aide de formules précises, et atteignent ainsi le but sans grande difficulté, mais non sans quelques longueurs.

Une théorie générale de l'ascenseur offre non seulement l'avantage de supprimer — ou tout au moins de limiter — les tâtonnements dans chaque cas particulier, mais aussi celui, d'un ordre plus élevé, de mettre le technicien qui la possède en mesure d'envisager la question de beaucoup plus haut et de faire d'un coup d'œil la synthèse des cas particuliers qu'offre la pratique industrielle.

C'est poussé par ces deux considérations que nous avons entrepris l'étude objet de ce mémoire et que nous en livrons les résultats à l'impression.

Nous avons cru devoir envisager la question de l'ascenseur hydraulique à action directe, une première fois abstraction faite de tout frottement, une seconde fois en tenant compte, au contraire, des frottements du piston plongeur contre sa garniture, et de la cabine — ou du plateau s'il s'agit d'un monte-charge — contre ses guides. La comparaison des résultats obtenus dans ces deux hypothèses différentes n'est pas dépourvue de tout intérêt.

I. Théorie faisant abstraction des frottements.

Nous désignerons, dans les lignes qui suivent :

par H_0 , la charge hydraulique qui règne dans la conduite d'amenée, à l'origine du branchement, quand l'ascenseur monte avec sa vitesse normale ¹ ;

par h_0 , la différence de niveau entre l'origine du branchement et la surface d'action de l'eau sur le piston plongeur, considéré dans sa position supérieure ;

par H_1 la somme algébrique des quantités H_0 et h_0 ;

par H_2 , la différence de niveau entre la surface d'action de l'eau sur le piston, considéré dans sa position inférieure, et l'orifice de décharge de l'eau expulsée du cylindre par la descente du piston ;

par l , la course totale de la cabine — ou du plateau ;

par Q , la charge utile maximale prévue, ou puissance de l'appareil.

¹ Cette charge, toujours inférieure à la charge statique, peut dans chaque cas se déterminer à priori avec une approximation suffisante.

Les éléments ci-dessus sont le plus habituellement fournis et imposés au constructeur par les circonstances locales.

Nous appellerons en outre :

P le poids propre de la cabine — ou du plateau — et du piston plongeur, ou poids mort de l'appareil. Il s'agit ici du poids mort *net*, c'est-à-dire de la portion de ce poids qui n'est pas équilibrée, s'il y a des contrepoids ;

et a , l'aire de la surface d'action de l'eau sur le piston, en projection horizontale.

Ces notations s'appliquent aussi bien au cas du piston plongeur évidé et *ouvert* à son extrémité inférieure qu'à celui du piston massif ou du moins *fermé* à sa base ; seulement, dans la première alternative, la surface d'action de l'eau se trouve située — au moins dans sa presque totalité — au haut du piston, tandis que dans la seconde elle est au bas ; on tiendra compte de cette différence à l'aide du signe attribué à la quantité h_0 .

On sait que l'avantage qu'il y a à employer comme piston un tube ouvert à sa base consiste en ce qu'il ne travaille plus à la façon d'un pilier, comme c'est le cas du piston fermé, mais constitue simplement un tube suspendu au plateau et sollicité par une pression intérieure, d'où une épaisseur passablement réduite.

Quoi qu'il en soit de ce point particulier, il existe pour tout ascenseur à action directe deux positions *critiques*, c'est-à-dire dans lesquelles le fonctionnement de l'appareil est moins assuré que dans aucune autre, et dont seules, par conséquent, il y a lieu de se préoccuper dans le calcul de celui-ci.

L'effort moteur de l'eau décroissant à mesure que sa surface d'action s'élève avec la cabine, la position critique de l'ascension sera le haut de la course ; il faut donc *assurer l'arrivée à son niveau supérieur de la cabine chargée du poids maximal prévu*.

D'autre part, la contrepression de l'eau, à la descente, croissant à mesure que sa surface d'action s'abaisse, il existe une seconde position critique de la cabine, sa position inférieure ; c'est-à-dire qu'il faut *assurer l'arrivée au bas de sa course de la cabine descendant à vide*.

Ces deux considérations nous fourniront deux équations de condition, dont il y a lieu de faire précéder l'établissement de la remarque suivante :

Dans les positions critiques, ce n'est pas l'équilibre *statique* seulement du plateau qui doit être assuré, mais bien son équilibre *dynamique*, car le plateau doit arriver aux extrémités de sa course avec une vitesse sensiblement égale à celle qu'il possédait en plein trajet.

Il faut, en d'autres termes, que même tout au haut de la course, l'équilibre de l'appareil, soulevant le maximum de poids utile, ait lieu sous l'action d'une charge hydrodynamique *inférieure* à la charge H_1 d'une quantité dont nous désignerons la valeur par h_1 , et que même tout au bas de son trajet, l'appareil, à vide, soit en équilibre sous l'action d'une contrecharge hydrodynamique *supérieure* d'une quantité h_2 à la contrepression statique due à la hauteur de l'orifice d'échappement.

Ces excédents de pression h_1 et h_2 , que nous pouvons en un certain sens appeler les *marges motrices* de l'ascenseur, représentent en réalité la charge transformée en vitesse perdue,

augmentée de celle absorbée par les frottements, les chocs et les remous de l'eau pendant la marche du piston.

Il est clair que leur valeur dépendra d'une part de la vitesse exigée de l'ascenseur et du diamètre de son piston, d'autre part des circonstances locales telles que : longueur et diamètre du branchement, dimensions et forme des orifices du distributeur, longueur et diamètre de la décharge.

Cette question préliminaire vidée, nous pouvons maintenant établir les deux équations de condition qui reproduiront l'équilibre dynamique de l'appareil dans ses deux positions critiques.

Pour la position supérieure du plateau, montant chargé, il vient :

$$\gamma (H_1 - h_1) a = P + Q \dots (1)$$

et pour la position inférieure du plateau, descendant à vide :

$$\gamma (H_2 + h_2) a = P \dots (2)$$

γ représentant ici le poids de l'unité de volume de l'eau motrice.

Divisons membre à membre la première de ces équations par la seconde ; il vient :

$$\frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2} = \frac{P + Q}{P}$$

d'où

$$1 + \frac{Q}{P} = \frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2}$$

et :

$$\frac{Q}{P} = \frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2} - 1$$

d'où, en renversant le rapport :

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2} - 1}$$

et enfin :

$$P = \frac{Q}{\frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2} - 1} \dots (3)$$

Désignant par K la quantité $\frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2}$, nous écrirons :

$$P = \frac{Q}{K - 1} \dots (4)$$

Pour des valeurs données de H_1 et de H_2 , la valeur du rapport K varie considérablement avec celles de h_1 et de h_2 . L'examen de ce point spécial aboutit aux constatations suivantes :

1° Les quantités h_1 et h_2 ne pouvant être que positives, c'est quand elles sont toutes deux égales à zéro que K atteint sa plus grande valeur. Cette valeur maximale ne peut être atteinte dans l'application, puisque h_1 et h_2 doivent avoir des valeurs finies.

2° Quand, à partir de zéro, on fait croître h_1 et h_2 , le rapport K s'abaisse indéfiniment.

3° Quand, partant de deux valeurs finies de h_1 et de h_2 , on fait varier une seule de ces quantités, K varie nécessairement en sens inverse.

4° Il en est de même, à plus forte raison, quand les quantités h_1 et h_2 varient toutes deux dans le même sens, donc en particulier quand elles restent égales l'une à l'autre.

5° Lorsqu'au contraire on fait varier h_1 et h_2 en sens opposé,

K peut, ou demeurer constant, ou varier dans le même sens que l'une des variables et en sens inverse de l'autre ; c'est-à-dire que, dans ce cas, il n'existe plus de relation fixe et évidente entre le sens de la variation de K et celui de la variation de l'une ou de l'autre des marges motrices.

L'équation (3) permet de déterminer le poids mort net de l'appareil en fonction de sa puissance et des quantités H_1 , H_2 , h_1 et h_2 supposées connues.

En la discutant sous la forme (4), on reconnaît que :

1° pour que P soit positif, il faut que K soit au moins égal à 1 ;

2° à mesure que K croît au-dessus de 1, P décroît depuis l'infini, en passant par la valeur Q pour $K = 2$.

La conclusion pratique est celle-ci : la différence $H_1 - h_1$ doit être supérieure à la somme $H_2 + h_2$, faute de quoi l'établissement de l'ascenseur est impossible, le poids mort ne pouvant être ni négatif, ni infini. De plus, le poids mort sera d'autant plus réduit que le rapport de $H_1 - h_1$ à $H_2 + h_2$ sera plus élevé ; le fonctionnement de l'appareil sera toujours assuré par les marges motrices h_1 et h_2 , mais celles-ci seront d'autant plus restreintes, pour des valeurs données de H_1 et de H_2 , que l'on voudra atteindre une plus petite valeur de P .

Une fois la valeur du poids mort net déterminée à l'aide de l'équation (3), il reste à calculer le diamètre du piston, c'est-à-dire à tirer la valeur de sa section a de l'une ou de l'autre des équations (1) et (2), en les mettant sous la forme :

$$a = \frac{P + Q}{\gamma (H_1 - h_1)} \dots (5)$$

ou

$$a = \frac{P}{\gamma (H_2 + h_2)} \dots (6)$$

Après quoi, on prendra soin de s'assurer qu'il est possible de réaliser le poids mort trouvé, dans de bonnes conditions au point de vue spécial de la stabilité du piston et du plateau. Dans le cas où l'on n'aboutirait pas convenablement, il y aurait lieu de reprendre tout le calcul en attribuant à h_1 et à h_2 des valeurs nouvelles qui permettent d'obtenir une solution pratiquement satisfaisante.

Remarquons ici qu'il ressort de l'équation (5) que, dans le cas d'une variation des marges motrices dans le même sens et pour des valeurs données de H_1 , de H_2 et de Q , la section du piston varie nécessairement dans le même sens que le poids mort net. Dans ce cas, en effet, nous venons de le constater, les quantités P et h_1 augmentent ou diminuent *ensemble* ; comme d'autre part, d'après l'équation (5), la section a augmente ou diminue *avec l'une et avec l'autre*, il est clair qu'elle ne saurait varier en sens inverse de l'une ni de l'autre.

Donc l'emploi de fortes marges motrices amène à un piston relativement gros et à un poids mort net relativement fort, et réciproquement.

Tels sont les résultats auxquels nous a conduit la théorie de l'ascenseur établie en faisant totalement abstraction des frottements, inévitables en réalité, de la garniture et des guides du plateau. Voyons maintenant ce qu'il advient quand, au contraire, on introduit ces résistances passives dans le problème.

II. Théorie tenant compte des frottements.

Deux systèmes de garniture sont en usage dans les ascenseurs à action directe : les étoupes et le cuir embouti. Au point de vue de l'importance du frottement qu'elles engendrent, ces deux sortes de garniture diffèrent notablement.

La valeur du frottement exercé sur une tige de piston par une garniture de chanvre ou de coton enfermée dans une boîte à étoupes dépend essentiellement du degré de serrage du presse-étoupes, élément qui échappe au calcul. Force est donc, en pareil cas, de s'en rapporter aux données de l'expérience, qui permettent d'évaluer approximativement à 7 % le rapport moyen du frottement des étoupes à l'effort exercé sur le piston.

Il en va tout autrement du cuir embouti, dont le frottement contre la tige de piston dépend exclusivement, d'après les expériences de Hick, de la pression du fluide emprisonné derrière la garniture et du diamètre de la tige. Il ressort de ces expériences que, dans le cas du piston plongeur, le frottement du cuir est à l'effort exercé par l'eau sur le piston dans le rapport de 1 à 10 d , d représentant le diamètre du piston plongeur en centimètres.

Des recherches que nous avons entreprises sur des montecharges à piston de petit diamètre nous ayant amené à constater que ce rapport est, en général, plus fort, nous admettrons comme plus rapprochée de la vérité, au moins pour les diamètres modérés, la relation :

$$\frac{F}{E} = \frac{4}{10d} \dots (7)$$

dans laquelle F désigne le frottement du cuir et E l'effort exercé par l'eau sur le piston.

Comme on le voit, le rapport $\frac{F}{E}$ est inversement proportionnel au diamètre du piston.

Appliquée à quelques valeurs différentes de d , l'équation (7) nous fournit les résultats suivants :

pour $d = 8$ cm.	$\frac{F}{E} = 0,050$
10 »	0,040
15 »	0,027
20 »	0,020
25 »	0,016

desquels il résulte que le chiffre de 5 % peut être considéré pratiquement comme un maximum qui ne sera guère atteint, et que le rapport moyen peut être fixé à 2 1/2 %.

Mais la résistance opposée à la marche du piston par le frottement de sa garniture n'est pas la seule en jeu, ni même toujours la plus importante. Bien que théoriquement les guides destinés à assurer le mouvement rigoureusement vertical de la cabine ne doivent exercer sur celle-ci qu'une action insignifiante dans la direction verticale, l'expérience montre que, dans la réalité, le frottement qui naît de ce contact, loin d'être négligeable, varie habituellement entre le 5 et le 12 % de l'effort de l'eau.

L'importance de cette résistance accessoire tient sans doute au parallélisme pratiquement imparfait des tiges de guidage, ainsi qu'à la rugosité de leur surface.

Il résulte de ce qui précède que le rapport du frottement total à l'effort appliqué par l'eau sur le piston varie, suivant les circonstances, entre les limites 7 % et 22 %. Sa valeur moyenne, ou habituelle, peut être fixée à 15 % environ.

Nous retrouvons d'ailleurs ici les deux positions critiques signalées dans la première théorie (car l'introduction des frottements n'apporte sur ce point aucune modification), en sorte que les deux équations de condition vont s'établir comme suit, en représentant par α la valeur du rapport $\frac{F}{E}$ admis.

L'équilibre dynamique à la fin de l'ascension de l'appareil chargé est exprimé par la relation :

$$\gamma (H_1 - h_1) a - F_1 = P + Q$$

d'où, puisque :

$$F_1 = \alpha E_1 = \alpha \gamma (H_1 - h_1) a$$

il découle :

$$P + Q = (1 - \alpha) \gamma (H_1 - h_1) a \dots (8)$$

L'équilibre dynamique à la fin de la descente de l'appareil à vide a de même pour expression :

$$\gamma (H_2 + h_2) a + F_2 = P$$

et comme :

$$F_2 = \alpha E_2 = \alpha \gamma (H_2 + h_2) a$$

il suit :

$$P = (1 + \alpha) \gamma (H_2 + h_2) a \dots (9)$$

Divisant membre à membre l'équation (8) par l'équation (9), il vient :

$$\frac{P + Q}{P} = \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha} \frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2}$$

d'où, en remplaçant le rapport $\frac{1 - \alpha}{1 + \alpha}$ par β :

$$P = \frac{Q}{\beta \frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2} - 1} \dots (10)$$

Observons immédiatement que, α ne pouvant être que positif, quelle qu'en soit la valeur, β est toujours plus petit que 1 et varie en sens inverse de α .

Ainsi, pour $\alpha =$	0,07	0,15	0,22
$\beta =$	0,87	0,94	0,64

Si, maintenant, pour en faciliter la discussion, nous donnons à l'équation (10) la forme

$$P = \frac{Q}{\beta K - 1} \dots (11)$$

nous reconnaissons aisément que :

1° Toutes circonstances égales d'ailleurs, plus les frottements sont importants, plus P est grand ;

2° Pour que P soit positif, il faut que βK soit au moins égal à 1, ou K au moins égal à $\frac{1}{\beta}$. Suivant donc que

α aura pour valeur :	0,07	0,15	0,22
K devra être égal ou supérieur à	1,15	1,35	1,56

3° A mesure que K croît au-dessus de $\frac{1}{\beta}$, P décroît depuis l'infini, en passant par la valeur Q pour $K = \frac{2}{\beta}$.

Ici encore, nous arrivons à cette conclusion pratique que, pour des valeurs données de H_1 et de H_2 , le rapport du poids mort net au poids utile peut être d'autant plus réduit que les marges motrices h_1 et h_2 sont elles-mêmes plus modérées; ou, réciproquement, qu'à des marges motrices relativement fortes correspond inévitablement un poids mort net relativement élevé.

Il ressort d'ailleurs de l'examen des équations (3) et (10) que, pour des valeurs données des marges motrices h_1 et h_2 , le rapport $\frac{P}{Q}$ peut être obtenu d'autant plus petit que l'on dispose d'un rapport $\frac{H_1}{H_2}$ plus élevé; ce qui peut s'exprimer dans les termes suivants: plus le rapport de H_1 à H_2 sera fourni grand par les circonstances locales, plus les marges motrices pourront être prises fortes, à égalité de valeur de rapport de P à Q.

Quant à la valeur du diamètre du piston, elle découle de l'une ou de l'autre des équations (8) et (9), qu'il suffit d'écrire sous la forme:

$$a = \frac{P + Q}{(1 - \alpha) \gamma (H_1 - h_1)} \dots (12)$$

$$a = \frac{P}{(1 + \alpha) \gamma (H_2 + h_2)} \dots (13)$$

Nous rappelons ici la remarque faite plus haut à propos de l'équation (5), à savoir que, pour autant que les marges motrices varient dans le même sens, le diamètre du piston varie nécessairement de valeur dans le même sens que le poids mort net.

Quand on connaît les éléments principaux d'un ascenseur, existant ou projeté, c'est-à-dire les quantités H_1 , H_2 , Q, P et α , et que l'on a pu déterminer, au moins approximativement, la valeur du coefficient de frottement α , il est aisé de calculer à l'aide de ces données la valeur de l'une et de l'autre des marges motrices h_1 et h_2 .

Il suffit, en effet, de résoudre les équations (8) et (9) par rapport aux quantités h_1 et h_2 considérées comme inconnues. On trouve de cette façon:

$$h_1 = H_1 - \frac{P + Q}{(1 - \alpha) \gamma a} \dots (14)$$

$$h_2 = \frac{P}{(1 + \alpha) \gamma a} - H_2 \dots (15)$$

La connaissance, au moins approximative, de ces quantités h_1 et h_2 est un élément indispensable de la détermination rationnelle des sections des orifices d'admission et d'échappement du distributeur. Ces orifices représentent en effet, — à la façon des lumières pratiquées dans la glace de la boîte de distribution d'une machine à vapeur, — les passages les plus rétrécis que l'eau ait à franchir, soit pour pénétrer dans le cylindre de l'ascenseur, soit pour s'échapper de celui-ci dans l'atmosphère. De l'étendue de leur section dépendra donc, toutes circonstances égales d'ailleurs, l'allure de la cabine, soit à la montée, soit à la descente.

Or, si nous nous reportons à la définition donnée plus haut

des marges motrices et tenons compte de la faible longueur et du diamètre relativement fort des tuyaux qui relie le distributeur à la conduite d'amenée, au cylindre et à l'orifice de décharge, il nous est permis de conclure que ces quantités h_1 et h_2 sont représentées *essentiellement* par la charge *transformée en vitesse perdue* au passage des lumières du distributeur, celle absorbée par les frottements, les chocs et les remous dans le reste du trajet de l'eau étant relativement minime.

Appelant $\varphi_1 h_1$ la portion de h_1 qui engendre la vitesse de l'eau au passage de la lumière d'admission, et $\varphi_2 h_2$ la portion de h_2 à laquelle est due la vitesse de l'eau au passage de la lumière d'échappement, nous obtiendrons les valeurs théoriques de ces deux vitesses en posant:

$$(16) \dots v_1 = \sqrt{2g \varphi_1 h_1} \text{ et } v_2 = \sqrt{2g \varphi_2 h_2} \dots (17)$$

et de ces expressions découleront l'aire ω_1 de la lumière d'admission et celle ω_2 de la lumière d'échappement.

En effet, entre les ω et les v il existe, en fonction des débits, une relation de la forme:

$$(18) \dots m \omega_1 v_1 = q_1 \text{ et } m \omega_2 v_2 = q_2 \dots (19)$$

m désignant ici le coefficient de débit dont il y a lieu d'affecter les orifices considérés pour obtenir des valeurs *réelles* et non purement théoriques.

Or, le débit q_1 n'est autre chose que le produit de la section du piston, a , par la vitesse ascensionnelle normale de la cabine, u_1 , et le débit q_2 est de même le produit de a par la vitesse normale de descente, u_2 .

Nous poserons donc:

$$(20) m \omega_1 \sqrt{2g \varphi_1 h_1} = a u_1 \text{ et } m \omega_2 \sqrt{2g \varphi_2 h_2} = a u_2 \quad (21)$$

d'où résulte:

$$\omega_1 = \frac{a u_1}{m \sqrt{2g \varphi_1 h_1}} \dots (22)$$

et

$$\omega_2 = \frac{a u_2}{m \sqrt{2g \varphi_2 h_2}} \dots (23)$$

* * *

Le cadre restreint de cette étude ne nous permet pas même d'effleurer certains sujets qui s'y rattacheraient cependant d'une façon toute naturelle, tels que la question de la compensation de la différence apparente de poids mort qui résulte de l'immersion plus ou moins profonde du piston, celle de l'équilibrage partiel du poids mort, etc.

Nous ne saurions, toutefois, clore ce mémoire sans avoir, sommairement au moins, traité le point suivant:

Du rendement mécanique de l'ascenseur hydraulique à action directe.

Le rendement de l'ascenseur est le rapport du travail utile effectué pendant une ascension en charge maximale et une descente à vide de la cabine, c'est-à-dire du produit Ql , au travail hydraulique dépensé dans l'appareil pendant cette double course, ou produit $V \gamma H$, V étant le volume d'eau consommé par course et H la charge hydraulique mesurée au niveau de la décharge, c'est-à-dire la quantité $H_1 + l - H_2$.

Désignant par η le rendement de l'ascenseur, nous écrivons donc :

$$\eta = \frac{Q l}{V \gamma H}$$

Mais V a pour expression :

$$V = a l$$

de sorte qu'il vient :

$$\eta = \frac{Q}{a \gamma H} \dots (24)$$

Or, de l'équation (8) nous tirons :

$$a \gamma = \frac{P + Q}{(1 - \alpha)(H_1 - h_1)}$$

Remplaçant dans l'équation (24), nous obtenons :

$$\eta = (1 - \alpha) \frac{H_1 - h_1}{H} \frac{Q}{P + Q} \dots (25)$$

Mais nous pouvons écrire :

$$\frac{Q}{P + Q} = \frac{1}{\frac{P}{Q} + 1}$$

et comme, d'après l'équation (11),

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\beta K - 1}$$

il vient :

$$\frac{Q}{P + Q} = 1 - \frac{1}{\beta K}$$

Nous pouvons donc écrire en définitive :

$$\eta = (1 - \alpha) \frac{H_1 - h_1}{H} \left(1 - \frac{1}{\beta K}\right) \dots (26)$$

en rappelant que $\beta = \frac{1 - \alpha}{1 + \alpha}$ et que $K = \frac{H_1 - h_1}{H_2 + h_2}$

L'examen de l'équation (26) montre que le rendement η s'élève quand α et h_1 diminuent et que β et K augmentent. Or, d'une part, β augmente nécessairement quand α diminue et — sous la réserve formulée sous n° 5 à page 65, — il en est de même de K vis-à-vis de h_1 ; il faut, d'autre part, pour que K augmente le plus possible, que h_2 diminue aussi bien que h_1 . Nous sommes donc autorisé à conclure en ces termes :

Toutes les fois que les deux marges motrices varient dans le même sens, donc en particulier quand elles demeurent égales, le rendement de l'ascenseur est d'autant meilleur, pour des charges H_1 , H_2 et H données, que le coefficient de frottement α et les deux marges motrices sont plus faibles.

Sous la forme qu'elle revêt dans l'équation (25), l'expression du rendement permet, en outre, de se rendre compte de l'influence de l'élément P . Elle prouve clairement qu'il y a grand intérêt, en ce qui concerne l'effet utile de l'ascenseur, à réduire la valeur du poids mort net, — conclusion à laquelle la simple réflexion conduit déjà a priori, — ce qui ne signifie d'ailleurs nullement, tant s'en faut, qu'au point de vue industriel et économique l'emploi de lourds contrepoids constitue toujours un avantage. Nous pensons, au contraire, que dans bon nombre d'installations on eût pu avec bénéfice supprimer les contrepoids et adopter un diamètre de piston un peu plus fort.

Nouveaux systèmes de ponts métalliques.

M. A. Gremaud, ingénieur cantonal à Fribourg, a donné en français une description du pont sur la Gerine à Saint-Sylvestre. (*Schweizerische Bauzeitung* du 10 décembre 1892). Le tablier métallique projeté et exécuté par la maison Probst, Chappuis et Wolf, présente une innovation intéressante. Il est formé de trois travées de 37^m50 de portée pour les deux extrêmes et de 45 m. de portée pour la médiane. Chaque travée a deux arcs très grêles et à grande flèche. Ils supportent par l'intermédiaire de hauts montants verticaux et sans aucune diagonale, des poutres en croisillons de 1^m50 de hauteur auxquelles sont attachées les entretoises.

Cette disposition a pour but de répartir les charges roulantes sur une grande longueur d'arc, ce qui permet de diminuer la section de ce dernier. La partie métallique a coûté 136 fr. par mètre carré de tablier. La chaussée ayant seulement 4^m16 de largeur et la surcharge d'épreuve étant seulement de 275 kg. par mètre carré ou bien une charge roulante de 10 tonnes, il n'est guère possible de se rendre compte si ce système a réalisé une économie de métal. Son avantage essentiel est évidemment de diminuer notablement les oscillations du tablier sous la charge roulante et de permettre l'emploi d'arcs à forte flèche.

Les *Annales des ponts et chaussée de France* donnent dans le fascicule de novembre 1892 une note de M. L^s de Boulougne, ingénieur de la Compagnie P.-L.-M., sur les ponts suspendus avec poutres raidissantes articulées en leurs milieux.

Les ponts suspendus à garde-corps rigides sont connus depuis longtemps, mais ils présentent de grandes difficultés pour le calcul des différentes pièces dont le rôle ne peut être déterminé avec une entière certitude.

L'innovation proposée par M. l'ingénieur de Boulougne consiste à articuler ces garde-corps au milieu de la portée du pont. Leur rôle raidissant est peu altéré et le calcul devient notablement plus simple et plus précis. La note indique la marche des calculs pour tous les cas de surcharge à considérer et donne des tableaux pour les faciliter.

La Rédaction.

SOCIÉTÉ VAUDOISE DES INGÉNIEURS

ET DES ARCHITECTES

Séance du 14 janvier 1893 à 8 heures à l'Hôtel du Nord.

Présidence de M. G. ROUGE, président.

M. G. Ritter, ingénieur à Neuchâtel, présente des cartes et des profils relatifs au projet de traversée des Alpes par le val Ferret et développe les arguments qu'il avait émis dans la séance publique du 12 décembre. L'assemblée applaudit aux paroles de l'orateur, inspirées par son patriotique intérêt pour la prospérité des cantons romans, puis une discussion animée s'engage sur le trafic probable des tracés en présence. Notre collègue M. J. Chappuis fait ressortir que l'on doit tenir compte des tarifs aussi bien que des longueurs des différents trajets pour déterminer la zone productive du trafic.

Or les tarifs doivent rémunérer le capital d'établissement, lequel sera notablement plus élevé par le tracé du Grand-Saint-Bernard que par le tracé Masson.

L'assemblée n'était pas appelée à se prononcer sur le fond de la question, mais elle décide que la conférence de M. Ritter sera insérée dans le *Bulletin*.