

# Coups de bélier dans les conduites: étude des moyens employés pour en atténuer les effets

Autor(en): **Michaud, J.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes**

Band (Jahr): **4 (1878)**

Heft 3

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-5906>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

richirait aussi d'une série d'articles intéressants au point de vue architectural.

C'est donc en me plaçant à ces divers points de vue que je viens proposer à la Société vaudoise des ingénieurs et architectes de créer une commission d'archéologie à côté de celle des beaux-arts récemment instituée à Berne, et que je ne crains pas de déclarer que la science, l'histoire et l'avenir de notre Société même, ne pourront que gagner à cette décentralisation.

## COUPS DE BÉLIER DANS LES CONDUITES

ETUDE DES MOYENS EMPLOYÉS POUR EN ATTÉNUER LES EFFETS

par J. MICHAUD, ingénieur.

### Introduction.

En fermant brusquement l'orifice par lequel s'écoulait l'eau d'une conduite, on produit toujours ce qu'on est convenu d'appeler un coup de bélier. Par l'arrêt du mouvement de l'eau, on fait disparaître le travail qui y était emmagasiné sous forme de puissance vive. Or, ce travail ne pouvant être anéanti, doit être recueilli d'une façon ou d'une autre. Si donc on n'a pris aucune précaution spéciale pour l'employer, les parois de la conduite seront forcées de le recevoir en se dilatant par l'effet de l'excès de pression qui en résulte immédiatement.

Le chemin parcouru par l'effort résistant des parois toujours plus ou moins élastiques étant ordinairement très petit, il faut, pour détruire toute la puissance vive de l'eau, que cet effort résistant soit d'autant plus grand que le chemin parcouru est plus petit. Aussi dès que les parois de la conduite sont peu élastiques, comme c'est le cas pour la fonte, il en résulte une rupture. Si la vitesse de l'eau qu'on arrête ainsi est quelque peu considérable, l'élasticité des parois, de quelque espèce qu'elles soient, devient complètement insuffisante pour résister au coup de bélier et la rupture se produit nécessairement.

Les coups de bélier dans les conduites sont toujours le résultat de l'arrêt plus ou moins brusque d'une masse d'eau en mouvement. Contrairement à l'opinion si répandue des fonteniers, la présence de l'air n'est jamais la cause directe de ce phénomène; au contraire, l'air renfermé dans une conduite peut être un palliatif, car il offre à l'eau en mouvement un ressort toujours prêt à recueillir le travail emmagasiné et de plus à le recueillir dans de bonnes conditions, c'est-à-dire en opposant à l'eau une force relativement faible en même temps qu'un chemin parcouru relativement grand.

Hâtons-nous de dire cependant que les craintes qu'inspire aux entrepreneurs de canalisation l'existence de l'air dans les conduites ne sont pas complètement dénuées de fondement. En effet, si la présence de l'air n'est jamais la cause du coup de bélier, souvent son brusque départ ou son brusque déplacement peut en être l'occasion. Il arrive, dans quelques cas, qu'une masse d'air renfermée dans une conduite, en s'échappant ou simplement en se déplaçant brusquement, permet à l'eau de prendre une certaine vitesse, qui ne peut s'amortir que contre les parois de la conduite et qui les brise.

C'est ce qui a lieu quelquefois pendant le remplissage des canalisations en pression, opération qui consiste à évacuer l'air dont elles sont pleines et à le remplacer au fur et à mesure

par de l'eau. Il est évident qu'il faut en première ligne effectuer ce remplissage très lentement, abstraction faite de la présence ou de l'absence de l'air, car, autrement, dès qu'on laisse entrer rapidement une grande masse d'eau à la fois, le coup de bélier qui résulte de l'arrêt de cette eau au moment de son arrivée à l'extrémité de la canalisation, devient d'autant plus dangereux que la vitesse de remplissage est plus grande. Cette précaution ne suffit pas toujours, car il se peut, même lorsqu'elle a été prise, qu'une certaine quantité d'air séjourne momentanément dans certains points de la conduite, en particulier dans les points hauts, puis que tout à coup, pour une raison ou pour une autre, cet air se déplace et remonte brusquement, en vertu de sa faible densité, jusqu'à l'extrémité amont de la conduite. Il en résulte qu'une colonne liquide d'une importance variable, suivant les cas, se met en mouvement sans qu'on s'en doute ni qu'on puisse le prévenir, qu'elle acquiert une certaine vitesse, avance d'une certaine quantité, et que, forcée de s'arrêter brusquement, elle produit un coup de bélier qui peut être désastreux.

Il est donc important de faire le remplissage d'une conduite en pression avec une sage lenteur, de faciliter autant que possible la sortie régulière et progressive de l'air et d'empêcher ainsi la formation de ces bulles dangereuses. C'est ce genre de phénomènes qui justifie l'emploi des sorties d'air et des ventouses.

On peut citer des cas dans lesquels divers tronçons de canalisation ayant été vidés accidentellement pour cause de réparation ou autre, furent remplis de nouveau sans qu'on eût pris les précautions convenables pour la sortie de l'air. Il en résulta qu'au milieu de la nuit suivante les bulles d'air ainsi introduites dans la canalisation, n'étant plus maintenues en place par le mouvement descendant de l'eau, s'échappèrent assez brusquement par le réservoir amont et produisirent des coups de bélier en apparence inexplicables, mais dont l'existence était trahie le lendemain par l'aiguille à index d'un manomètre à maximum.

Ajoutons encore qu'on attribue souvent à la présence de l'air certaines ruptures de tuyaux, qui se présentent à l'époque du premier remplissage d'une canalisation et qui sont dues simplement au fait que le tuyau rompu était incapable de résister à la pression normale à laquelle il devait être régulièrement exposé. En effet, il est inévitable que, si l'opération de la pose de la conduite dont il s'agit est un peu longue et difficile, certains tuyaux, parfaitement sains à l'origine, ne soient altérés pendant leur manipulation par des chocs ou autrement. En outre il est constant que des tuyaux qui, au moment de l'essai à la presse hydraulique, ont résisté pendant de courts instants à des pressions supérieures, sautent par le simple effet de la pression normale à laquelle ils doivent être soumis, après que celle-ci a agi pendant un certain temps<sup>1</sup>.

La fermeture plus ou moins rapide des vannes d'une canalisation en pression, et le jeu du mécanisme de la distribution dans les machines à colonne d'eau, donnent naissance à des coups de bélier qu'il n'est pas toujours possible d'éviter comme

<sup>1</sup> Deux grandes canalisations, alimentant d'eau la ville de Lausanne, ont eu à peu près le 1% de leurs tuyaux en fonte rompus au premier remplissage et pendant les premières semaines qui suivirent. La longueur totale des parties en fonte est d'environ 14 000 mètres et les diamètres sont compris entre 0<sup>m</sup>30 et 0<sup>m</sup>53.

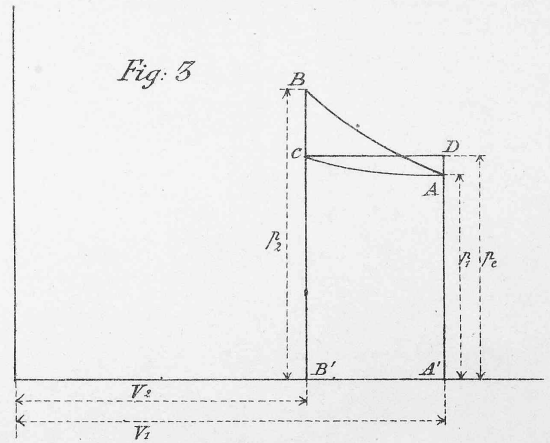
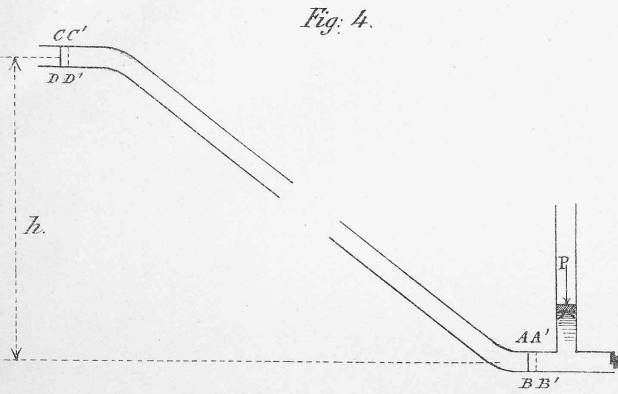
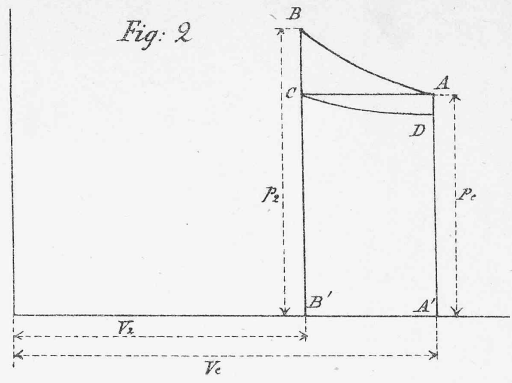
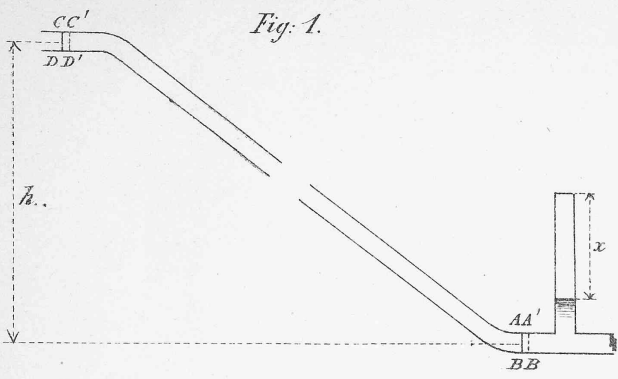


Fig. 5.

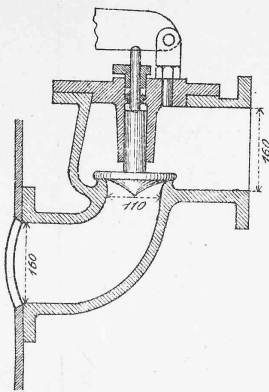


Fig. 6.

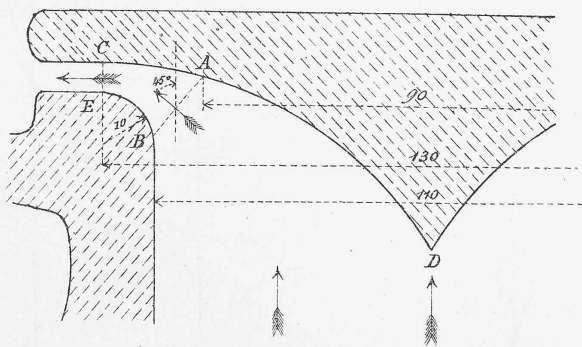
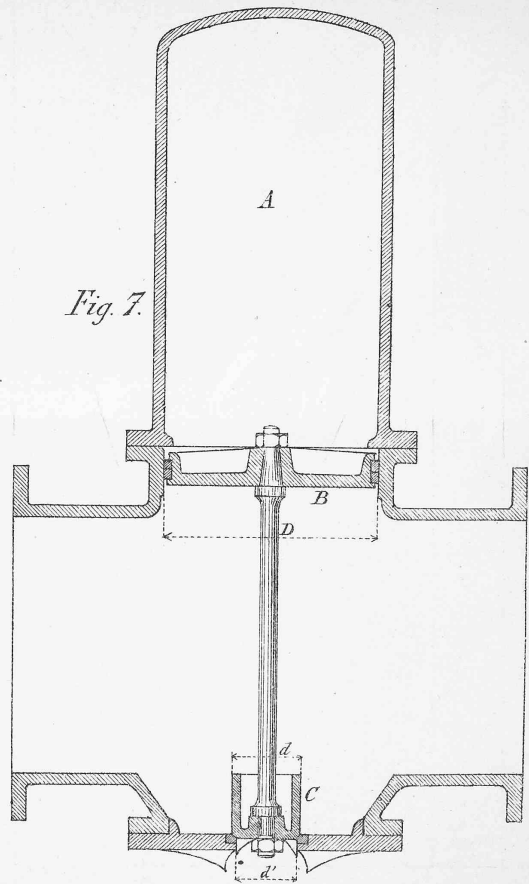


Fig. 7.





Seite / page

56(5)

leer / vide /  
blank



OUVRAGES ENTIEREMENT EN MAÇONNERIE

Page du site	Designation de l'ouvrage	LIGNE ou n° et situ.	Longueur totale	Statut mètres sur l'ouvrage	Nombre d'arches	Orientation des arches	Alignement ou cotes	Bâti- ment ou inclinaison	Pour usage de voies	C U B E						Gall. total	SURFACE LATÉRALE					DATE de commencement de la construction	NOMS des ingénieurs qui ont dirigé les travaux	NOMS des contremaîtres	Observations						
										de maçonnerie		de revêtement		de pierre			de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir					de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir	de plancher de trottoir
										m. cubes	m. cubes	m. cubes	m. cubes	m. cubes	m. cubes																
1	3	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27					
14	Viaduc de Beaulieu.....	Lamanna- Givray	38,90	13,20	4	3 de 2 <sup>m</sup> 00 1 de 2 <sup>m</sup> 00	Align.	Horizon.	2 voies	897,00	310,00	728,00	321,00	123,00	1493,00	90734	292,00	151,00	141,00	1 : 0,94	320 49	Jan 1851	Fevrier 1858	M. J. Michel MM. Morin et Buntiaz	MM. Landon et C <sup>e</sup>						
13	Viaduc d'Allaman.....	Idem	135,28	22,10	11	10 de 2 <sup>m</sup> 00 1 de 13 <sup>m</sup> 29	Align.	Horizon.	2 voies	9135,00	2083,00	5387,00	1020,00	1170,00	10860,00	791046	2592,00	1005,00	1588,00	1 : 1,20	300 54	Septemb. 1856	Mars 1858	Idem	Idem						
19	Viaduc de la Pasadre....	Lamanna- Berne	199,00	47,80	12	12 <sup>m</sup> 00	Courbe R=500 <sup>m</sup>	Rampe de 0 <sup>m</sup> 018	2 voies	—	—	—	—	—	24000,00	78800	5600,00	2610,00	2050,00	1 : 0,56	141 10	Octobre 1858	Juillet 1862	M. Hual M. Guin	MM. Labat et Alphaize						
27	Viaduc de Bostry.....	Yverdon- Neuchâtel	221,57	32,50	11	1 de 30 <sup>m</sup> 00 10 de 15 <sup>m</sup> 00	Align.	Pente de 0 <sup>m</sup> 010	2 voies	—	—	—	—	—	22000,00	70900	5000,00	3070,00	2830,00	1 : 1,83	419 —	Novemb. 1858	Septemb. 1859	M. Chevaumes M. Eug. Perin	MM. Klein et Pipat						
28	Viaduc de Servières....	Idem	79,85	31,70	3	30 <sup>m</sup> 00	Align.	Horizon.	2 voies	—	—	—	—	—	16000	1415,00	825,00	830,00	1 : 1,44	113 —	Mai 1858	Juillet 1859	Idem	Idem	Fondations sur roc.						
28	Viaduc de Convet.....	Neuchâtel- Pontarlier	113,10	25,20	6	12 <sup>m</sup> 00	Align.	Rampe de 0 <sup>m</sup> 025	2 voies	—	—	—	—	—	30200	2925,00	854,00	1174,00	1 : 1,27	129 —	Avril 1856	Mars 1858	M. Chevaumes M. de Meuron	MM. Ackermann et Dumoulin	Fondations à 12 mè- tres de profondeur.						
28	Viaduc de l'Hagnaux....	Idem	106,10	31,65	4	15 <sup>m</sup> 00	Courbe R=250 <sup>m</sup>	Rampe de 0 <sup>m</sup> 010	2 voies	—	—	—	—	—	25500	2000,00	740,00	1200,00	1 : 1,70	177 50	Mars 1858	Mai 1859	Idem	Idem							
28	Viaduc de la Prise Milod	Idem	91,50	25,25	4	15 <sup>m</sup> 00	Courbe R=250 <sup>m</sup>	Idem	2 voies	—	—	—	—	—	22750	1500,00	592,00	908,00	1 : 4,20	217 80	Mai 1858	Mars 1859	M. Chevaumes M. Meuron	M. Mouton							
41	Viaduc de Villanovaux...	Palézieux- Franchet	—	—	4	1 de 0 <sup>m</sup> 00 3 de 19 <sup>m</sup> 00	Courbe R=200 <sup>m</sup>	Pente de 0 <sup>m</sup> 018	1 voie	—	—	—	—	—	1300,00	4400	372,00	212,00	160,00	1 : 0,75	118 —	Octobre 1873	Octobre 1874	M. Delaragaz	M. Gauthier						



dans le cas du remplissage. On cherche alors à atténuer leurs effets autant que possible en employant les chambres d'air ou les soupapes de sûreté.

*Calcul du volume des chambres d'air.*

Le moyen le plus fréquemment utilisé pour diminuer l'effet des coups de bélier est la chambre d'air. L'eau en mouvement, ne pouvant plus s'échapper par l'orifice qu'on vient de fermer devant elle, entre dans la chambre d'air, comprime celui-ci jusqu'à ce que tout le travail qu'elle contenait soit absorbé et qu'elle soit devenue immobile. A son tour l'air se détend et rend à l'eau le travail qu'il en avait reçu, en lui imprimant une vitesse égale et de sens contraire à celle qui existait au moment de la fermeture. Grâce à cette vitesse acquise, l'eau, continuant son mouvement rétrograde, permet à l'air de se détendre bien au delà de son volume primitif, jusqu'à ce qu'enfin la pesanteur arrive à immobiliser l'eau une seconde fois, pour la faire repartir ensuite. Il se produit ainsi une série d'oscillations qui ne cesseraient jamais, si le travail emmagasiné dans l'eau à l'origine ne finissait par disparaître grâce aux divers frottements.

La chambre d'air a cet avantage sur la soupape de sûreté, qu'elle ne perd point d'eau et partant point de travail.

Nous ne nous arrêterons pas ici à parler de la forme des dômes à air, comme on les appelle aussi quelquefois, en raison précisément de leur forme habituelle, ni de la nécessité du renouvellement de l'air, que l'eau en pression dissout peu à peu, ni des précautions à prendre pour qu'on puisse toujours se rendre compte du volume d'air contenu dans la chambre.

Nous nous bornerons au calcul de ses dimensions.

Soient :

- $p_0$  la pression atmosphérique au réservoir alimentaire de la conduite.  
 $h$  la hauteur de chute totale.  
 $H$  l'excès de pression, mesurée en hauteur d'eau, que permet la solidité de la conduite.  
 $m$  la masse de l'eau en mouvement.  
 $S$  la section de la conduite.  
 $S'$  la section de la chambre d'air.  
 $V$  le volume de l'air de la chambre à un instant quelconque.  
 $p$  la pression de l'air de la chambre à un instant quelconque.  
 $u$  la vitesse de l'eau dans la conduite.  
 $ku^2$  la perte de charge correspondant à la vitesse  $u$ .

Le coefficient  $k$ , d'après Darcy et Bazin, est constant pour une même canalisation, quelle que soit la vitesse. Ce n'est autre chose que la perte de charge correspondante à la vitesse 1 mètre.

Appliqués aux lettres ci-dessus :

L'indice  $o$  se rapportera à l'état statique.

- » 1 » à l'origine du coup de bélier.  
 » 2 » au moment où la pression est un maximum.  
 » 3 » au moment où la pression est un minimum.

Pour résoudre le problème il faut faire usage de l'équation différentielle des puissances vives. Nous négligerons dans nos premiers calculs l'effet de la compressibilité de l'eau et celui de l'élasticité des parois.

**1<sup>er</sup> cas.** — Il n'y a qu'un orifice à l'extrémité de la conduite et il est fermé entièrement et instantanément.

L'équation des puissances vives donne pour un intervalle de temps  $dt$  :

$$mu \, du = Sp_0 \times CC' + 1000 Sh \times AA' - 1000 ku^2 S \times AA' - Sp \times AA'$$

$$\text{ou } mu \, du = -S'p_0 dx - 1000 S'hd x + 1000 ku^2 S' dx + S'p dx^4.$$

Le premier membre est la variation de puissance vive.

Dans le second membre on trouve successivement le travail de la pression atmosphérique en AB (fig. 1), le travail de la pesanteur, le travail négatif des frottements exprimé à l'aide de la perte de charge, enfin, le travail résistant de l'air de la chambre.

Remarquant que  $p = \frac{p_0 x_e}{x}$  et  $p_0 = p_0 + 1000 h$ , il vient

$$mu \, du = -S'(p_0 - 1000 ku^2) dx + S' \frac{p_0 x_e}{x} dx$$

$$\text{posant } y = u^2$$

$$\text{d'où } dy = 2u \, du$$

$$\text{on a } \frac{m}{2} dy - 1000 S'ky dx = -S'p_0 dx + S'p_0 x_e \frac{dx}{x}$$

$$\text{ou si } A = -\frac{2000 S'k}{m} \text{ et } B = -\frac{2 S'p_0}{m}$$

$$dy + Ay dx = B \left(1 - \frac{x_e}{x}\right) dx$$

$$\text{or } y = e^{-\int A dx} \left[ \int e^{\int A dx} B \left(1 - \frac{x_e}{x}\right) dx + C \right]$$

Au lieu de chercher à résoudre cette équation qui conduit à des séries divergentes, il est préférable pour les besoins de la pratique de chercher une solution plus simple du problème.

Nous supposons d'abord la perte de charge nulle, en sorte que  $k = 0$  et  $p_0 = p_1$  et  $V_0 = V_1$  puisque, grâce à l'absence de perte de charge, la pression au moment de la fermeture de l'orifice est la même que la pression statique.

L'équation des puissances vives devient alors :

$$mu \, du = -S'p_0 dx + S'p_0 \frac{x_e}{x} dx$$

qui intégrée entre les limites  $u_1$  et  $u$ ,  $x_e$  et  $x$  donne

$$a) \quad \frac{1}{2} mu_1^2 - \frac{1}{2} mu^2 = V_0 p_0 \text{Log} \frac{p}{p_0} - (V_0 - V) p_0$$

Lorsque la vitesse  $u$  est devenue 0, c'est-à-dire lorsque le maximum de pression est atteint, on a

$$b) \quad \frac{1}{2} mu_1^2 = V_0 p_0 \text{Log} \frac{p_2}{p_0} - (V_0 - V_2) p_0$$

Nous pouvons représenter graphiquement les deux termes du second membre de l'équation b). Traçons pour cela (fig. 2) la portion d'hyperbole AB qui indiquera les variations de pression dans la chambre d'air pendant que le volume passe de sa valeur initiale  $V_0$  ou  $V_1$  à sa valeur finale  $V_2$ . La surface ABB'A' représente le terme  $V_0 p_0 \text{Log} \frac{p_2}{p_0}$  ou le travail absorbé par l'air de la chambre, tandis que la surface ACB'A' donne le travail fourni à l'eau par la pesanteur et la pression atmosphérique. La différence des deux surfaces, soit le triangle curviligne ABC, est égale au premier membre de l'équation, c'est-à-dire au travail emmagasiné sous forme de puissance vive dans l'eau en mouvement.

<sup>4</sup>  $dx$  est négatif puisque  $x$  est décroissant.

Si la chambre d'air est bien conçue, la différence des deux volumes  $V_1$  et  $V_2$  sera relativement petite et l'hyperbole AB se rapprochera très sensiblement de la ligne droite. En admettant qu'on puisse dans ces limites substituer une droite à l'hyperbole, les équations  $a$  et  $b$  deviennent :

$$a) \text{ bis} \quad \frac{1}{2} mu_1^2 - \frac{1}{2} mu^2 = (V_e - V) \frac{p - p_e}{2}$$

$$b) \text{ bis} \quad \frac{1}{2} mu_1^2 = (V_e - V_2) \frac{p_2 - p_e}{2}$$

La formule  $a)$  bis va nous permettre de calculer les variations de la vitesse  $u$ , qui passe de la valeur  $u_1$ , quand le volume est  $V_1$ , à la valeur  $o$ , quand le volume est  $V_2$ , et cela toujours dans l'hypothèse du remplacement de l'hyperbole par la ligne droite.

En posant  $V_1 - V = v$  et  $p - p_1 = P$ , l'équation  $a)$  bis devient

$$u^2 = u_1^2 - \frac{vP}{m}$$

$$\text{Or} \quad P = \frac{P_2 v}{v_2}$$

$$\text{donc} \quad u^2 = u_1^2 - \frac{P_2}{v_2 m} v^2$$

Multipliant par 1000  $k$  il vient

$$1000 ku^2 = 1000 ku_1^2 - \frac{1000 kP_2}{v_2 m} v^2$$

En portant en ordonnées en dessous de AC les valeurs ci-dessus de  $1000 ku^2$ , c'est-à-dire de la perte de pression existant à chaque instant, on trace la courbe CD qui est une parabole à un axe vertical dont le sommet est en D. Or la surface CAD n'est autre chose que le travail dépensé par les frottements pendant toute la durée du coup de bélier, travail que nous avons négligé.

Si nous essayons d'en tenir compte, la figure deviendra la figure 3 dans laquelle la surface ABB'A représente toujours le travail résistant de la chambre d'air. La surface DCB'A' donne le travail moteur de la pesanteur et la surface CDA le travail absorbé par les frottements. Il en résulte que le triangle curviligne ABC représente l'excès du travail résistant sur le travail moteur et qu'il doit être égal à la puissance vive de l'eau, pour que, pendant le passage du volume  $V_1$  au volume  $V_2$ , le mouvement de l'eau soit arrêté.

Pour mettre cette égalité en équation, on peut substituer à l'hyperbole AB et à la parabole AC des droites, et on aura alors un triangle rectiligne ABC dont la surface est sensiblement égale à celle du triangle curviligne. L'équation  $b$  devient donc enfin

$$\frac{mu_1^2}{2} = (V_1 - V_2) \frac{p_2 - p_e}{2} \frac{1}{v_1}$$

Cette équation ne diffère de la précédente que parce que la différence  $(V_1 - V_2)$  qui figure dans la seconde est toujours plus grande que la différence  $(V_e - V_2)$  qui est dans la première.

Ce résultat final prouve en outre que l'hypothèse qui a servi de base pour le calcul des variations de la vitesse  $u$  est très rapprochée de la vérité, en sorte qu'il confirme les valeurs qu'on en a déduites pour le calcul du travail des frottements.

La quantité à calculer dans la pratique étant le volume  $V_e$  et non la différence  $(V_1 - V_2)$ , la formule ci-dessus devra être

remplacée par la suivante dans laquelle  $V_1$  et  $V_2$  sont exprimés en fonction de  $V_e$ .

$$I \quad V_e = \frac{p_1 p_2 m u_1^2}{p_e (p_2 - p_1) (p_2 - p_e)}$$

En négligeant l'effet des pertes de charge on aurait trouvé :

$$I \text{ bis} \quad V_e = \frac{p_2}{(p_2 - p_e)^2} m u_1^2$$

Ces deux formules sont plus simples et la première est plus approchée que celle qui est employée ordinairement et qui néglige l'influence de la perte de charge.

**2° cas.** — La conduite est terminée par plusieurs orifices dont on ferme instantanément quelques-uns, ou, ce qui revient au même, par un seul orifice qu'on ne ferme que partiellement.

Au moment de la fermeture partielle le débit total était  $Q = Su_1$ .

Les orifices qu'on ferme débitaient  $\alpha Su_1$ .

» » laissés ouverts débitaient  $\beta Su_1 = (1 - \alpha) Su_1$ .

Pour faciliter le calcul nous supposons que la chambre a une section  $\alpha S$ .

Le maximum de pression  $p_2$  est atteint avant que la vitesse dans la conduite soit descendue à  $\beta u_1$  (et que le débit soit  $\beta Q$ ),

mais bien au moment où elle est  $u_2 = \beta u_1 \sqrt{\frac{x_1}{x_2}}$ , ainsi qu'il

est facile de s'en rendre compte en se rappelant que la somme des orifices restés ouverts qui débiteront  $\beta Su_1$  lorsque la pression sera revenue à son état normal, doivent débiter davantage au moment où, grâce au coup de bélier, la pression est momentanément augmentée.

Admettant que la perte de charge ait une valeur constante et égale à sa valeur moyenne, soit  $1000 k \frac{u_1^2 + \beta^2 u_1^2}{2} = K$ , nous

aurons pour équation différentielle des puissances vives :

$$mudu = Su(p_e - K)dt - \text{Sup}_e \frac{x_e}{x} dt$$

La comparaison des quantités d'eau qui arrivent par la conduite avec celles qui entrent dans la chambre d'air ou sortent par les orifices encore ouverts, nous donnera une deuxième équation.

Au moment où la longueur de l'espace occupé par l'air dans la chambre est  $x$ , la pression y est  $p_1 \frac{x_1}{x}$  et les débits respectifs :

$$1^\circ \text{ par les orifices encore ouverts : } \beta Su_1 \sqrt{\frac{x_1}{x}}$$

$$2^\circ \text{ dans la chambre d'air : } Su - \beta Su_1 \sqrt{\frac{x_1}{x}}$$

La section de la chambre d'air étant  $\alpha S$ , on a pour la vitesse qui y existe

$$\frac{Su - \beta Su_1 \sqrt{\frac{x_1}{x}}}{\alpha S} = - \frac{dx}{dt}$$

Tirant de là  $dt$  et le substituant dans l'équation précédente, il vient :

$$mu du - m\beta u_1 \sqrt{\frac{x_1}{x}} du = \alpha S p_e \frac{x_e}{x} dx - \alpha S (p_e - K) dx$$

On peut dans la pratique résoudre cette équation différen-

'  $x$  étant décroissant,  $dx$  est négatif.

tielle en remplaçant le terme  $\beta u_1 \sqrt{\frac{x_1}{x}}$ , qui est proportionnel au débit des branchements restés ouverts, par sa valeur moyenne. L'erreur commise ainsi est très petite à la condition que  $\frac{x_1}{x_2} = \frac{p_2}{p_1}$  valeur extrême de  $\frac{x_1}{x}$  ne diffère pas trop de l'unité, ce qui est le cas dans une installation bien entendue.

L'équation devient alors :

$$mu du - m\beta u_1 \left( \frac{1 + \sqrt{\frac{x_1}{x_2}}}{2} \right) du = \alpha S p_e \frac{x_e}{x} dx - \alpha S (p_e - K) dx$$

qui intégrée de  $u_1$  à  $\beta u_1 \sqrt{\frac{x_e}{x_2}}$  et de  $x_1$  à  $x_2$  donne

$$\frac{1}{2} m u_1^2 \left( \alpha - \alpha \beta \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right) = V_e p \log \frac{p_2}{p_1} - (V_1 - V_2) (p_e - K)$$

En construisant une figure analogue à la figure N° 3 on voit que cette formule peut s'écrire presque sans erreur sous la forme plus simple.

$$II \quad \frac{1}{2} m u_1^2 \left( \alpha - \alpha \beta \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} \right) = (V_1 - V_2) \frac{p_2 - (p_e - 1000 k \beta^2 u_1^2)}{2}$$

L'examen de l'équation II prouve que si l'on a par exemple une conduite terminée par deux orifices égaux débitant simultanément, le maximum de pression qui se produit lorsqu'on ferme brusquement le premier orifice est plus petit que celui qui sera atteint lorsque l'équilibre étant rétabli on voudra fermer le second orifice; et cependant la quantité de puissance vive à détruire par la même chambre d'air dans le premier cas est trois fois aussi forte que dans le second. Cela s'explique par la quantité de travail supplémentaire qui est effectué par l'eau qui sort par le second orifice, pendant que se produit le coup de bélier causé par la fermeture du premier.

Dans le cas où une conduite est terminée par plusieurs orifices qui ne se ferment jamais simultanément, on devra donc calculer la chambre d'air terminale dans l'hypothèse où le plus gros orifice débite seul et qu'on vient à le fermer.

Il ne suffit pas de donner à la chambre les dimensions obtenues à l'aide des formules I ou II. En effet, par suite de l'expansion qui suit la première compression, il se pourrait que l'air sortit du dôme et pénétrât dans les tuyaux de conduite sans que l'oscillation suivante le fit rentrer dans sa position normale. Cela n'aurait aucun inconvénient relativement à la violence du coup de bélier, mais il se pourrait fort bien qu'au moment de la réouverture de l'orifice, ou même dans le cas N° 2, pendant le coup de bélier, l'air arrivé dans la conduite s'échappât au dehors en même temps que l'eau.

Pour déterminer avec soin le maximum de volume occupé par l'air après un coup de bélier, il faut calculer, en tenant compte des pertes de charge, la vitesse inverse de l'eau, au moment où le volume initial de l'air est de nouveau atteint, puis déterminer à l'aide de cette donnée le volume final à l'instant où cette vitesse de retour est détruite.

On obtient ainsi à peu près les mêmes résultats qu'en recherchant quelle est l'expansion éprouvée par le volume d'air lorsqu'on ouvre brusquement l'orifice.

Reprenant la figure I et négligeant la perte de charge, nous aurons dans cette dernière hypothèse pour le transport de la masse ABCD en A'B'C'D' :

$$mu du = S p_e u dt - S p_e \frac{x_e}{x} u dt$$

La section de la chambre d'air étant  $S'$ , la comparaison des débits en amont de la chambre et dans la chambre avec le débit par l'orifice donne l'équation

$$Su + S' \frac{dx}{dt} = \frac{Su_1}{2} \left( \sqrt{\frac{x_e}{x_2}} + 1 \right)$$

Le second membre est le débit moyen de l'orifice, lequel passe de la valeur originelle  $Su_1$  à la valeur  $Su_1 \sqrt{\frac{x_e}{x_2}}$  quand la pression a baissé de  $p_e$  à  $p_2$ . L'erreur commise en remplaçant le débit réel par le débit moyen est négligeable.

Tirant de là  $dt$  et le substituant dans la précédente équation il vient :

$$- mu du + \frac{mu_1}{2} \left( \sqrt{\frac{x_e}{x_2}} + 1 \right) du = S' p_e dx - S' p_e \frac{x_e}{x} dx$$

Intégrant de 0 à  $u_1 \sqrt{\frac{x_e}{x_2}}$  et de  $x_e$  à  $x_2$ , on trouve

$$\frac{m}{2} u_1^2 \sqrt{\frac{p_2}{p_e}} = p_e (V_2 - V_e) - V_e p_e \log \frac{p_2}{p_e}$$

Si l'on fait entrer dans cette équation le travail négatif des frottements et qu'on remplace l'hyperbole par une droite, on peut écrire :

$$\frac{m}{2} u_1^2 \sqrt{\frac{p_2}{p_e}} = (V_2 - V_e) \frac{p_e - (p_2 - 1000 k u_1^2)}{2}$$

ou

$$III \quad \frac{mu_1^2}{V_e \sqrt{p_e}} = \frac{(p_e - p_2) (p_e - p_2 + 1000 k u_1^2)}{p_e^{1.5}}$$

Equation de laquelle il est facile de tirer  $p_2$  et de là  $V_2$  par approximations successives.

Du reste pour calculer  $V_2$ , on peut parfaitement se contenter, comme approximation suffisante, de la formule suivante III bis, qui néglige l'effet des pertes de charge, conserve la droite substituée à l'hyperbole et exprime simplement l'égalité parfaite entre le travail fourni par l'air qui se détend lorsque l'eau se met en mouvement, et le travail qu'il reçoit en arrêtant le mouvement de l'eau.

$$III bis \quad V_2 = 2 V_e - V_e$$

EXEMPLES. — La conduite qui amène l'eau du réservoir de Chailly à la gare du Flon, pour la commande de la turbine du chemin de fer funiculaire Lausanne-Ouchy, a 2550 mètres de long et 0m50 de diamètre. La chute totale  $h$  est de 140 mètres. Supposons que l'eau y soit animée d'une vitesse de 0m35, ce qui correspond à un débit de 70 litres et à une force de 100 chevaux; admettons que la pression atmosphérique au réservoir  $p_0$  équivale à 10 mètres d'eau, et que la surcharge autorisée  $H$  égale 10 mètres.

Le coefficient  $k$  ou la perte de charge pour 1 mètre de vitesse est 12.

Si l'on ferme brusquement la vanne terminale, on a par la formule I :

$$V_e = \frac{148\,500 \times 160\,000 \times 51\,000 \times 0m35^2}{150\,000 \times 11\,500 \times 10\,000} = 8m60$$

$$51\,000 = \frac{2\,550 \text{ dem} \times 5 \times 5 + \frac{3.14}{4}}{9.81}$$

51 000 =

La formule I *bis* qui ne tient pas compte des effets de la perte de charge aurait donné :

$$V_0 = \frac{160\,000}{(10\,000)^2} 51\,000 \times 0,35^2 = 10^m00$$

Le minimum du volume  $V_2 = \frac{150\,000}{160\,000} \times 8,60 = 8,06$

Le maximum de volume  $V_3$  calculé par la formule III est :

$$V_3 = 9,26.$$

La formule III *bis* aurait donné :

$$V_3 = 9,14.$$

Ce qui prouve bien que l'approximation de la formule III *bis* est suffisante.

D'après les calculs d'un professeur qui fait autorité en hydraulique, on avait placé à l'extrémité de la conduite du Lausanne-Ouchy une chambre d'air contenant  $0^m^s250$ . Quand, par inadvertance, le mécanicien fermait instantanément ou quasi-instantanément l'orifice débiteur, ce qui était toujours possible, la pression devait s'élever à 226 mètres d'après la formule I. En réalité dans les coups de béliers les plus désastreux la pression n'a guère dépassé 210 mètres, d'abord parce que la fermeture n'était pas absolument instantanée, ensuite et surtout parce que l'élasticité des parois et la compressibilité de l'eau équivalent à une chambre d'air supérieure à  $0^m^s250$  de volume.

#### *Soupapes de sûreté.*

Une soupape de sûreté, lorsqu'elle est bien faite, doit pouvoir s'ouvrir complètement, sans que l'excès de pression régnant dans l'appareil qu'elle protège varie du commencement à la fin de l'ouverture. Cette condition, fort simple en apparence, est au contraire très délicate à remplir. Dans la plupart des modèles employés dans l'industrie, la soupape commence effectivement à se lever au moment où la surpression atteint la valeur calculée, mais à mesure que l'orifice ouvert s'accroît, la surpression dans l'intérieur de l'appareil s'accroît aussi, en raison de la vitesse à fournir au fluide à l'endroit où il agit sur la soupape, avant de s'échapper au dehors.

Une autre difficulté du calcul de ces appareils est l'incertitude où l'on est sur la position des points réellement en contact entre la soupape et son siège, et par conséquent sur l'étendue de la surface soumise à la pression intérieure. Dans le cas d'une soupape de sûreté pour presse hydraulique, l'incertitude devient fort embarrassante et même dangereuse, parce que la surface annulaire dont les divers points peuvent tracer la ligne de démarcation entre les espaces où régissent les pressions intérieure et extérieure, est très grande, relativement à celle qui est dans tous les cas exposée à la pression de l'eau.

Lorsqu'il s'agit du calcul des soupapes destinées à amoindrir l'effet des coups de bélier dans les conduites, il faut tenir compte de l'inertie des poids qu'on peut être engagé à employer pour équilibrer la soupape. Supposons, pour fixer les idées, qu'il s'agisse d'une conduite à 10 atmosphères de pression pour laquelle on a admis une surpression de 2 atmosphères. La soupape étant équilibrée avec un poids P convenable, il suffira d'un excès de pression infiniment petit en sus des 12 atmosphères calculées pour soulever la soupape et le poids qui la charge, mais ce sera à la condition de lui laisser un temps infiniment long pour le faire. Il est facile de comprendre que cette surpression devrait être de 12 atmosphères, en sus des 12 atmosphères pré-

vues, pour soulever la soupape avec la rapidité d'un corps qui tombe. Ces considérations se reproduisent identiquement dans le cas où le poids agit au bout d'un levier. Si la soupape chargée par un poids est combinée avec une chambre d'air, l'inconvénient inhérent à l'inertie du poids peut disparaître presque complètement.

Cet inconvénient ne se présente pas pour les soupapes avec ressorts puisqu'il n'y a que peu ou point de masse à mettre en mouvement; mais en revanche il en existe un autre fort important, c'est que les ressorts doivent être extraordinairement longs, si l'on veut que la pression qu'ils supportent varie peu à mesure qu'ils se tendent. Les soupapes dites équilibrées, qui ont deux sièges, présentent à un plus haut degré l'inconvénient résultant de l'incertitude dans le calcul de la charge à leur donner. Elles ont l'avantage de n'exiger que des charges relativement faibles et d'avoir une course moitié moindre, pour obtenir, à diamètre égal, le même orifice débiteur que les soupapes ordinaires.

Enfin un inconvénient commun à tous ces systèmes est la non-étanchéité; il est bien compréhensible en effet que, malgré tous les soins apportés au rodage des sièges, la différence entre la charge maintenant la soupape en place et la force normale qui cherche à la soulever étant nécessairement très petite, est par ce fait même peu efficace pour obtenir une bonne fermeture. La difficulté de rendre étanches les soupapes équilibrées est beaucoup plus grande que dans les autres systèmes, en raison de la petitesse de l'excès de charge relativement à la grandeur des deux sièges.

Rien ne peut mieux faire voir les diverses difficultés et même les diverses erreurs auxquelles on est exposé dans le calcul des soupapes de sûreté, que de traiter comme exemple la soupape représentée fig. 5 et 6. Cette soupape a été appliquée au Lausanne-Ouchy d'après les dessins et calculs du professeur dont il a déjà été parlé, après que l'expérience eut démontré l'insuffisance de la chambre d'air de  $0^m^s,250$ . Nous donnerons d'abord la marche du calcul qui a servi de base à sa construction, puis nous essayerons d'en refaire un autre plus exact.

*Calcul primitif.* — Le maximum de débit dans la conduite munie de cette soupape est de 136 litres, la charge normale de 140 mètres et la surcharge admise lors des coups de bélier de 15 mètres. Sous cette charge totale de 155 mètres, en tenant compte d'un coefficient de débit de 0,85, il suffit que l'orifice débiteur ait 29 centimètres carrés pour assurer la sortie des 136 litres. On obtient cette section de 29 centimètres carrés avec une soupape de 13 centimètres de diamètre, lorsque celle-ci se soulève de 7 millimètres. Une charge de 2057 kilos, placée sur la soupape, équilibre une pression intérieure de 155 mètres. Cette charge est obtenue à l'aide d'un ressort en boudin, agissant au bout d'un levier, dont les bras sont dans le rapport de 1 à 10 et qui opère une traction de  $205^k7$ . Le ressort est un fil d'acier de  $14 \text{ m/m}$  de diamètre, enroulé en 40 spires de 10 centimètres de diamètre moyen, et il suffit de l'allonger de  $221 \text{ m/m}$  pour obtenir la traction voulue de  $205^k7$ . Lorsque la soupape sera soulevée des  $7 \text{ m/m}$  nécessaires pour débiter les 136 litres en question, il faudra évidemment que le ressort s'allonge encore de  $70 \text{ m/m}$ , mais malgré cet allongement, il sera encore éloigné du point où il risque de se rompre.

*Calcul modifié.* — Les quelques calculs suivants vont nous prouver que cette soupape, prévue pour fonctionner complé-

tement lorsque le coup de bélier donne une surpression intérieure de 15 mètres, ne peut le faire en réalité que lorsque celle-ci est de 100 mètres au moins. En effet, admettons un instant que cette surpression soit atteinte : la charge intérieure deviendra  $140 + 100 = 240$  mètres, et la vitesse correspondant à cette pression sera suffisante (en tenant compte du même coefficient de débit employé ci-dessus 0,85) pour débiter les 136 litres, moyennant que la soupape se lève de  $5,7 \text{ m/m}$  seulement.

Il nous suffira maintenant, pour prouver ce que nous avançons tout à l'heure, de démontrer que dans ces circonstances il y a équilibre entre la traction du ressort et la pression exercée par le liquide à la surface inférieure de la soupape.

La traction du ressort qui, avant l'ouverture de la soupape, était de  $205^{\text{m}}7$  obtenus par un allongement de  $221 \text{ m/m}$ , sera de 259 kilos lorsque, en se soulevant, le levier aura porté cet allongement à la valeur  $221 \text{ m/m} + 57 = 278 \text{ m/m}$ <sup>1</sup>. La pression exercée en dessus de la soupape par le ressort sera donc de 2590 kilos.

L'eau dans l'intérieur de la conduite, animée d'une vitesse relativement négligeable, arrive d'abord dans le tube de 11 centimètres de diamètre qui précède le siège de la soupape et doit y prendre une vitesse de  $14^{\text{m}}30$  pour atteindre le débit de 136 litres. Or elle ne peut acquiescer cette vitesse qu'en perdant une charge théorique de  $\frac{14^{\text{m}}30^2}{2g}$  qui, grâce à la forme des ajustages, doit être de  $\frac{3}{2} \times \frac{14^{\text{m}}30^2}{2g}$ , c'est-à-dire 15 mètres. Ainsi la pression qui existe un peu avant la pointe inférieure de la soupape est de 10 mètres plus petite que la pression intérieure, si l'on se contente de prendre la perte de charge théorique. Au moment où l'eau passe par la section annulaire AB, fig. 6, sa vitesse ayant à peu près doublé, la perte de charge théorique totale au point A est de 40 mètres. Enfin, au moment où l'eau atteint le point C, la perte de charge est complète, c'est-à-dire que la pression atmosphérique est atteinte, car nous supposons que malgré la forme, très défavorable à l'écoulement, du capuchon placé sur la soupape, il y règne la pression atmosphérique. Nous aurons ainsi :

1° Sur la partie centrale de la soupape, la pression moyenne  $\frac{240 - 10 + 240 - 40}{2} = 215$  mètres qui s'exerçant sur un cercle de  $90 \text{ m/m}$  mètres de diamètre, donne une charge de..... 1367 kilos

2° Sur la partie annulaire de la soupape, la pression moyenne  $\frac{240 - 40}{2} = 100$  mètres, agissant sur la surface comprise entre les circonférences de diamètres 90 millimètres et 130 millimètres, donne une charge de..... 691 »

Au moment où l'eau atteint la pointe D, fig. 6, la direction de sa vitesse, représentée par une flèche, est axiale. A partir de ce point la soupape oblige cette direction à se modifier peu à peu jusqu'à devenir axiale au moment où l'eau s'échappe au dehors. Il est bien compliqué sinon impossible

A reporter, 2058 kilos

<sup>1</sup> On sait que les allongements ou raccourcissements de toute espèce de ressorts sont proportionnels aux charges qu'ils supportent.

Report, 2058 kilos

de calculer exactement la pression qui résulte sur la soupape de cette déviation successive de la vitesse. Nous dirons simplement que, dans la première partie du chemin que l'eau parcourt depuis D jusqu'en A, sa vitesse passe de la valeur  $14^{\text{m}}30$  à  $28^{\text{m}}60$  et que sa direction moyenne est déviée de  $45^\circ$ , en sorte que la pression exercée de ce chef sur la soupape est :

$$\frac{136}{g} \times \frac{14,3 + 28,6}{2} (1 - \cos. 45^\circ) = 84 \text{ »}$$

La seconde déviation de la vitesse qui se fait depuis  $45^\circ$  à  $90^\circ$  et pendant qu'elle accroît de  $28^{\text{m}}60$  à  $69^{\text{m}}20$ , produit sur la soupape déviatrice

$$\text{une pression de } \frac{136}{g} \times \frac{28,6 + 69,2}{2} \times \cos. 45^\circ = 447 \text{ »}$$

Total, 2589 kilos.

Il y a donc bien alors équilibre entre les pressions exercées sur la soupape par l'eau d'un côté et par le ressort de l'autre. Si le débit dans la conduite est moindre que 136 litres, l'ouverture nécessaire de la soupape devient plus petite et il en est de même de la surpression, qui descend à 15 mètres au moment où le débit dans la conduite est infiniment petit.

Cette soupape ne fut d'ailleurs jamais étanche, malgré les 4 ou 5 systèmes de garniture qu'on plaça sur son siège (ces garnitures ne sont pas représentées dans la figure), et lors des plus forts coups de bélier habituels, le débit de la soupape ne dépassa jamais le triple ou le quadruple de la fuite ordinaire, c'est-à-dire une quantité parfaitement insuffisante pour influencer la force du coup de bélier.

Si l'on substitue au ressort employé un poids équivalent, c'est-à-dire qui charge la soupape de 2057 kilos, on arrive à n'avoir plus qu'une surpression de 55 mètres pour soulever complètement la soupape, ainsi qu'il est facile de le calculer. Seulement cette soupape avec poids doit être combinée avec l'existence d'une petite chambre d'air, en raison de l'inertie, dont on doit négliger complètement l'influence pour trouver la dite surpression.

Ces résultats désavantageux sont dus en partie à l'existence du congé BE de 10 millimètres de rayon. Si l'on a des soupapes à siège tronconique et que le joint entre la soupape et son siège se fasse sur la grande base du tronc de cône, comme cela peut arriver, les mêmes inconvénients se produisent. En agrandissant le diamètre, on diminue les pertes de charge dans la portion du liquide qui soulève la soupape, mais sans parvenir à les supprimer complètement; en même temps on arrive bientôt à des dimensions colossales de soupapes et de poids.

Un système de soupape qui évite tous les divers genres d'inconvénients que nous venons de signaler est celui qui emploie comme ressort l'air comprimé. On peut considérer comme type celle qui est représentée fig. 7. La pression de l'air dans le récipient fermé A est celle de l'eau à l'état statique, en sorte que le piston B est parfaitement équilibré dès qu'il n'y a plus de perte de charge. La soupape C est maintenue sur son siège en vertu de toute la pression régnant dans la conduite, et par conséquent étanche. Lorsqu'il se produit un coup de bélier, une légère augmentation de pression agissant sur la grande surface du piston suffit pour équilibrer celle qui agit sur la soupape, d'un diamètre plus petit.

L'orifice maximum nécessaire pour débiter toute l'eau à mesure qu'elle arrive par la conduite lorsqu'on vient à fermer brusquement détermine les dimensions de la soupape. On en déduit celles du piston par le calcul suivant :

$$d^2 (h + H) = D^2 H$$

d'où IV 
$$\frac{D^2}{d^2} = 1 + \frac{h}{H}$$

Cette formule donne la surpression théorique qui équilibre la soupape. Pour la soulever il faut que cette surpression augmente légèrement, soit pour neutraliser le poids de la soupape, soit pour vaincre les frottements, soit enfin pour mettre la masse entière en mouvement, ce qui du reste se présente exactement au même titre dans tous les systèmes de soupape. Dans le type particulier, une très légère augmentation de H suffit pour obtenir une force relativement plus considérable que dans tout autre type et qui a bientôt raison de ces légers obstacles. Lorsque la soupape est soulevée complètement, l'équation d'équilibre se modifie légèrement en raison de la compression du coussin d'air.

Désignant par H' la surpression nouvelle à ce moment et par  $\delta = \frac{V_1 - V_2}{V_2}$  le rapport entre la diminution du volume de la chambre de la soupape et son volume final, nous aurons

$$d^2 (h + H') = D^2 (H' - \delta h)$$

d'où 
$$\frac{D^2}{d^2} = \frac{h + H'}{H' - \delta h} = 1 + \frac{h}{H' - \delta h}$$

et V 
$$H' = H + \delta (H + h)$$

Si la longueur de la chambre est 78 centimètres, que la soupape se lève au maximum de 1 centimètre,  $\delta = 1/78$ , en sorte que si  $h = 140$  mètres et  $H = 15$  mètres on trouve  $H' = 17$  mètres.

On fera bien de donner à la soupape un siège conique, en sorte que le jet d'eau sortant soit dirigé de façon à ne pas faire naître de contre-pression en dehors de la soupape. Le siège lui-même doit être étroit, afin que la légère pression existant entre la soupape et son siège pendant que l'eau y passe ne facilite pas outre mesure la levée. Enfin il faut donner à la soupape et à la tubulure qui y amène l'eau une forme et des dimensions analogues à celles de la fig. N° 7, qui s'applique au même cas que l'exemple précédent. Avec cette forme de tubulure, dans le mouvement de sortie de l'eau, il ne pourra pas se produire des pertes de pression sur la soupape, pertes qui feraient qu'au moindre coup de bélier le soulèvement serait complet et qu'il y aurait une série d'oscillations d'ouverture et de fermeture, qu'il est bon d'éviter. A mesure que l'eau s'approche de l'orifice, il s'y détermine des pertes de charge, croissant avec la vitesse, mais qui n'ont pas d'importance pour l'équilibre, puisqu'elles font sentir leur effet sur les parois latérales de la soupape et se détruisent mutuellement.

L'orifice débiteur à calculer est celui qui a le diamètre intérieur  $d' < d$  ; il sera prudent de compter sur un coefficient de débit inférieur à 0,85 pour déterminer la position de l'arrêt de la soupape.

Il n'est pas nécessaire de renouveler l'air de la chambre aussi souvent que celui d'un dôme à air ordinaire. En effet, il reste toujours une certaine couche d'eau au-dessus du piston et, s'il y a fuite à travers les garnitures (ce qui est fort peu à craindre attendu que la différence de pression d'un côté à

l'autre est insignifiante), ce n'est que de l'eau qui passe, et comme c'est toujours la même eau qui est en contact avec l'air, celui-ci ne peut disparaître par dissolution.

Si la garniture du piston venait à perdre, il se pourrait qu'à un moment donné la pression dans la chambre de la soupape devint  $p_1$ , c'est-à-dire inférieure de toute la perte de charge  $1000 ku_1^2$  à la pression statique  $p_0$ , et si l'on n'avait pas soin de prendre H supérieur au maximum de la perte de charge, la soupape pourrait s'ouvrir toute seule au moment où l'eau serait redevenue immobile. On placera du reste toujours un manomètre sur la chambre de la soupape.

Si la disposition générale des appareils n'a pas exigé l'emploi d'une pompe à air, on peut facilement remplir la chambre de la soupape à l'aide d'un récipient auxiliaire, construit de façon à pouvoir être mis en communication par trois robinets : 1° avec la conduite ; 2° avec le haut de la chambre de la soupape qui est elle-même munie d'un robinet à sa partie inférieure ; 3° enfin, avec l'air extérieur. La manœuvre de ces robinets, semblable à celle des robinets graisseurs de cylindre, permet successivement de remplir le récipient avec de l'air atmosphérique, de comprimer cet air, puis de l'introduire dans la chambre, en chassant l'eau qu'on avait dû y mettre préalablement au remplissage de la conduite. Il est très important, une fois cette opération terminée, de fermer toute espèce de communications directes entre la conduite et la chambre de la soupape.

L'eau perdue à chaque coup de bélier par la soupape de sûreté représente un certain travail ; il est donc intéressant d'en calculer le volume.

En considérant les forces agissant sur la section AB (fig. 4) qui se transporte en A'B', il est facile de se rendre compte que le cas de la soupape de sûreté équivaut exactement à celui d'un piston sans masse, produisant une surcharge H et soulevé d'une certaine quantité par l'effet d'un coup de bélier. Les forces agissant sur AB sont identiques, soit que l'eau qui est au delà s'élève dans le tube CD en soulevant le piston, soit qu'elle disparaisse dans l'atmosphère, pourvu que la surpression soit la même dans l'un et l'autre cas.

Lorsque tous les orifices débiteurs sont simultanément et brusquement fermés, nous aurons, en appelant V le volume décrit par la surface AB et qui n'est autre que le volume débité par la soupape :

$$\frac{mu_1^2}{2} = 1000 V (h + H) - 1000 V \left( h - \frac{ku_1^2}{2} \right)$$

La pression atmosphérique a disparu de l'équation, puisqu'elle agit aux deux bouts de la canalisation. Nous supposons en outre que la perte de charge est constante et égale à sa valeur moyenne. Le volume d'eau perdu est ainsi de :

$$V = \frac{mu_1^2}{2000 \left( H + \frac{ku_1^2}{2} \right)}$$

*Position à donner à la chambre d'air  
ou à la soupape de sûreté.*

Dans tous les exemples traités jusqu'ici, nous avons supposé que les orifices fermés se trouvaient au même point que l'appareil chargé d'amortir le coup de bélier résultant de leur fermeture.

Examinons maintenant le cas où l'appareil modérateur se trouve au delà et à une certaine distance de l'orifice qu'on vient

à fermer. Le travail contenu dans l'eau qu'on arrête ou dont on diminue la vitesse ne peut être reçu par le modérateur qu'après qu'une masse d'eau plus ou moins considérable se sera mise en mouvement ou accélérera sa vitesse. Nous allons chercher quel est le maximum de distance qu'on peut admettre, dans le cas où il faut mettre en mouvement une masse immobile.

Cette distance doit être nulle si l'on ne veut faire appel ni à la compressibilité de l'eau ni à l'élasticité des parois, lorsque l'arrêt est parfaitement instantané. Dans la pratique, il n'existe pas de fermeture instantanée de vanne, et lors même qu'on emploie une presse hydraulique ou tel autre appareil de ce genre, on peut toujours compter sur une durée appréciable de fermeture, ne fût-ce que une demie ou un tiers de seconde.

Appelons  $T$  cette durée et admettons que la vitesse de fermeture soit constante, en sorte que le débit par l'orifice, supposé rectangulaire, qu'on ferme, diminue proportionnellement au temps. Soient en outre :

- $v$  la vitesse que prend successivement la masse  $m'$  d'eau, située au delà de l'orifice qu'on ferme ;
- $l$  la longueur de la partie de conduite correspondante à  $m'$  ;
- $L$  la longueur de la conduite entre le réservoir distributeur et l'orifice considéré ;
- $F$  la force accélératrice qui met en mouvement la masse  $m'$  et qui correspond à une surpression  $H'$  distincte, qui vient s'ajouter à la surpression constante ou variable  $H$ , donnée par l'appareil modérateur.

Nous aurons d'abord l'équation suivante, qui exprime la relation entre les trois débits existant avant, dans et après l'orifice pendant la durée de la fermeture.

$$(1) \quad u = u_1 \left(1 - \frac{t}{T}\right) + v$$

En écrivant le premier terme du second membre, on a négligé l'influence qu'a sur le débit par l'orifice la variation de la pression intérieure pendant la durée de la fermeture.

Prenant la différentielle :

$$(2) \quad dv = du + \frac{u_1}{T} dt$$

Supposons en outre que l'appareil modérateur soit une chambre d'air, ou une soupape dépourvue de masse à mettre en mouvement. La loi de l'accélération donne

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F}{m'} = \frac{1000 SH'g}{1000 Sl} = \frac{H'g}{l}$$

$$dv = \frac{H'g}{l} dt$$

L'équation différentielle des puissances vives est

$$mu \, du = -1000 (H + H') S u \, dt$$

$$du = -g \left( \frac{H + H'}{L} \right) dt$$

En remplaçant  $du$  et  $dv$  dans l'équation (2) par leur valeur on trouve

$$\frac{H'g}{l} dt = -g \left( \frac{H + H'}{L} \right) dt + \frac{u_1}{T} dt$$

ou divisant par  $dt$  et réduisant :

$$VII \quad H' = \left( \frac{u_1}{gT} - \frac{H}{L} \right) \frac{l}{1 + \frac{l}{L}}$$

Dans la plupart des cas on peut négliger  $\frac{H}{L}$  et  $\frac{l}{L}$  relativement à  $\frac{u_1}{gT}$  et à l'unité, en sorte qu'on peut poser

$$H' = \frac{lu_1}{gT}$$

EXEMPLE. — Si  $u_1 = 0^m,35$ ,  $T = 0^s,35$  et  $l = 98^m$ ,  $H' = 10^m$ .

Cette théorie trouverait son application dans le cas où l'on emploierait comme appareil modérateur un piston chargé, monté à frottement doux dans un cylindre suffisamment long et qui serait placé immédiatement à côté de l'orifice qu'on ferme. On aurait alors  $l = h + H$  et  $H'$  deviendrait :

$$H' = \frac{u_1 (h + H)}{gT}$$

Pour la conduite du Lausanne-Ouchy, en supposant que la surpression calculée due au poids du piston soit  $H = 15^m$ , on trouve pour  $u_1 = 0^m,35$  et  $T = 0,35$  secondes

$$H' = 15^m,5.$$

Ainsi, pendant le tiers de seconde que dure la fermeture, la surpression totale est de 30 mètres, mais elle retombe brusquement à 15 mètres au moment où la fermeture est achevée, parce qu'alors le piston chargé n'a plus à accélérer sa vitesse. A partir de ce moment, cette surpression doit aller en diminuant, car la pesanteur qui s'oppose au mouvement ascendant du piston doit être supérieure à la pression de l'eau qui le favorise, pour qu'au bout d'un certain temps le mouvement du piston soit détruit simultanément avec celui de l'eau. Ainsi, dans le cas particulier, à cause de l'inertie, le piston, au lieu d'exercer la surcharge calculée constante 15 mètres, en donne une qui varie de 30 mètres à l'origine à moins de 15 mètres pendant le reste de la course.

#### FERMETURE LENTE DES ORIFICES.

1° En l'absence de chambre d'air et de soupape de sûreté.

Jusqu'ici nous avons supposé que la fermeture des orifices était faite instantanément. Recherchons maintenant quel peut être l'effet d'une fermeture lente sur une canalisation non munie de chambre d'air ou de soupape de sûreté.

Supposons pour cela qu'à l'extrémité d'une conduite (fig. 4) existe un tube vertical de même section  $S$  que la conduite, avec un piston  $P$  reposant sur une saillie du tube et qui puisse se mouvoir sans frottement aucun. Supposons, en outre, que ce piston soit sans masse et qu'un ressort infiniment long, sans masse aussi, en le chargeant lui fasse exercer à la surface de l'eau une surpression  $H$ , qui sera parfaitement constante dans toutes les positions et toutes les vitesses du piston.

Admettons enfin que la vitesse étant  $u_1$ , on ferme instantanément l'orifice de débit ; l'eau soulèvera le piston  $P$  et continuera son mouvement, jusqu'à ce que, en vertu de la charge  $H$ , la puissance vive emmagasinée dans l'eau soit entièrement dépensée. Cherchons maintenant comment varie la vitesse  $u$  en passant de la valeur  $u_1$  à la valeur 0.

En négligeant les pertes de charge, l'équation des puissances vives donne :

$$\frac{1}{2} mu_1^2 - \frac{1}{2} mu^2 = 1000 SHx$$

$x$  étant le chemin parcouru par le piston pendant que la vitesse de l'eau diminue de  $u_1$  à  $u$ .

$$u = \sqrt{u_1^2 - \frac{2000 HS}{m} x}$$

or  $u dt = dx$  d'où

$$dt = \frac{dx}{\sqrt{u_1^2 - \frac{2000 HS}{m} x}} = \frac{dx}{\sqrt{u_1^2 - Ax}}$$

si  $A = \frac{2000 HS}{m}$

Intégrant de 0 à  $x$  et de 0 à  $t$

$$t = \frac{2}{A} (u_1 - \sqrt{u_1^2 - Ax})$$

ou  $x = u_1 t - \frac{At^2}{4}$

Remplaçant, dans l'équation des puissances vives,  $x$  par la valeur qu'on vient de trouver, on a

$$u^2 = u_1^2 - Au_1 t + \frac{A^2}{4} t^2$$

Cette équation du deuxième degré est le produit de deux équations du premier degré.

$$\left(u + \frac{At}{2} = u_1\right) \left(u - \frac{At}{2} + u_1\right)$$

Elle a donc pour lieu géométrique deux lignes droites qui se coupent sur un point de l'axe des  $t$ .

La relation qui lie la vitesse  $u$  au temps est ainsi

$$u = u_1 - \frac{At}{2} = u_1 - \frac{1000 HS}{m} t$$

ou bien  $u = u_1 - \frac{Hg}{L} t$

Cette équation prouve que dans l'hypothèse énoncée ci-dessus d'une surpression parfaitement constante la vitesse dans la conduite et avec elle le débit, diminuent proportionnellement au temps. Ce résultat devait être attendu, car on sait que si la force qui s'oppose au mouvement d'une masse quelconque est constante, la vitesse de celle-ci doit diminuer proportionnellement au temps.

Si  $u$  est devenu 0,  $t$  est devenu  $T$  et on a :

$$u_1 = \frac{Hg}{L} T$$

ou VIII  $H = \frac{u_1 L}{gT}$

On peut dans la pratique reproduire très simplement les conditions qui ont été posées à la base du calcul que nous venons de faire. En effet si l'on ferme brusquement, mais en partie seulement, l'orifice débiteur terminal d'une conduite sans chambre d'air ni soupape, la pression montera brusquement aussi, de façon à ce que l'accroissement de charge soit suffisant pour contrebalancer la diminution de section de l'orifice. Cet accroissement de charge, une fois obtenu, peut rester constant comme celui qui est produit par le piston P, jusqu'à la fermeture complète, à la condition seulement que le débit, et par conséquent la grandeur de l'orifice, décroissent proportionnellement au temps et s'annulent enfin après

une durée totale de fermeture  $T$ . La valeur de l'accroissement de charge suffisant pour produire un pareil résultat est précisément celui que donne la formule VIII.

Nous ne nous étendons pas davantage sur ces derniers résultats, qui sont obtenus, comme les précédents, dans l'hypothèse de la non-élasticité des parois et de l'incompressibilité de l'eau. Ils ne sont en effet pas parfaitement confirmés par l'expérience, parce que l'élasticité de l'eau et des parois crée une véritable chambre d'air dont la présence a une influence importante, que nous allons étudier dans le paragraphe suivant.

Cette importance est suffisante pour modifier très sensiblement et défavorablement les résultats obtenus pour le cas des fermetures lentes; elle est négligeable pratiquement pour le calcul des soupapes et des chambres d'air en cas de fermeture instantanée. Quant aux surpressions supplémentaires dues aux masses à mettre en mouvement, soit lorsque le modérateur est éloigné de l'orifice qu'on ferme, soit lorsque le modérateur lui-même possède une certaine masse, elles sont aussi différentes de celles que nous avons calculées dans l'hypothèse de la non-élasticité.

*La fin au prochain numéro.*

## SOCIÉTÉ VAUDOISE DES INGÉNIEURS

ET DES ARCHITECTES

Le samedi 27 juillet 1878, la Société vaudoise a réalisé son projet de parcourir les travaux d'endiguement du Rhône exécutés avec un grand succès par nos voisins du canton du Valais et de visiter les sections du chemin de fer nouvellement ouvertes à la circulation de Sierre à Louèche en 1877 et de Louèche à Brigue en 1878, ainsi que les approches du grand souterrain projeté du Simplon.

Cette course, pleinement favorisée par le temps, a été, pour quarante collègues, architectes et ingénieurs des cantons de Fribourg, Vaud, Valais, Neuchâtel et Genève, l'occasion de passer une journée instructive et agréable pour tous et de recevoir du Département cantonal valaisan des Ponts et Chaussées, représenté par son chef, M. le conseiller d'état et conseiller national Chappex, et des autorités de Brigue l'accueil le plus cordial.

Notre société leur doit une vive reconnaissance, ainsi qu'à MM. les ingénieurs Lommel, directeur technique de la compagnie du Simplon, et Colomb, inspecteur général de l'exploitation de la Compagnie de la Suisse-Occidentale, qui ont mis tous leurs soins à rendre facile cette excursion sur les réseaux ressortant de leur administration.

Le bulletin de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes a plus d'une fois, dans ses numéros précédents, rendu compte des études en exécution, puis achevées, pour la ligne du Simplon, et des avantages de cette ligne comparativement à d'autres passages, et nous nous référons pour aujourd'hui à ces articles en attendant de nouvelles communications sur cette importante question.

Les travaux de l'endiguement du Rhône et de ses affluents, œuvre de persévérance et fruit d'une observation attentive et prolongée, trouveront bientôt une plume autorisée pour être décrits dans notre bulletin et servir d'enseignement pratique à notre époque, où la lutte contre les eaux et spécialement contre les torrents acquiert de jour en jour plus d'actualité.