SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 128 — Paris — 12 et 13 juin 1985

CERTAINS ASPECTS DE L'HYDROÉLECTRICITÉ DE FAIBLE PUISSANCE
QUELQUES ÉTUDES DE CAS DE TRANSITOIRES HYDRAULIQUES

Un diagnostic de coup de bélier établi par modèle numérique

*A water-hammer diagnostic
established by a numerical method*

A. Carron

Société du Canal de Provence

Au cours des essais de mise en eau de l'adduction d'eau de Trincomalee au Sri Lanka, des surpressions très importantes consécutives à l'arrêt des pompes ont créé de graves dégâts : rupture d'un joint, inondation de la station de pompage, déplacement des groupes moto-pompes.

La Société du Canal de Provence qui avait défini le dispositif de protection anti-bélier (ballon hydropneumatique associé à un clapet percé) a donc été amenée à établir un diagnostic et à préconiser le remède.

Après une analyse, grâce au modèle numérique Cebel, de l'incidence du volume d'air initial dans le ballon et du coefficient de perte de charge sur la pression maximum consécutive à l'arrêt des pompes, et après des mesures sur modèle réduit du coefficient de perte de charge du clapet percé, il est apparu que la cause des pressions excessives constatées résidait dans un perçage du battant non conforme aux spécifications initiales.

Des enregistrements de pression réalisés après modification du clapet ont permis de vérifier in situ le coefficient de perte de charge de ce dernier, et l'amplitude des variations de pression consécutives à l'arrêt des pompes qui s'avèrent conformes aux valeurs obtenues par le calcul.

During initial water testing of the Trincomalee water main of Sri Lanka, serious damage occurred due to very high excess pressure subsequent to stopping of the pumps : rupture of a seal, flooding of the pump station, displacement of the pumping units.

The Société de Canal de Provence which designed the hammering protection system (hydropneumatic balloon associated with a perforated valve) was therefore led to make a diagnostic and advise on corrective action.

After analyzing the effect of initial volume of air in the balloon and the pressure loss coefficient on the maximum pressure subsequent to stopping of the pumps, using the Cebel numerical model, and after scale model measurements of the pressure loss coefficient of the perforated valve, it appeared that the cause of the excess pressures observed was due to perforation of the flapper not complying with the initial specifications.

Pressure recordings made after modifying the valve made it possible to check the pressure loss coefficient of the valve in location and the amplitude of the pressure variations subsequent to stopping of the pumps which proved to comply with the values given by computation.

L'ADDUCTION DE TRINCOMALEE ET SON DISPOSITIF DE PROTECTION ANTI-BELIER

Après prélèvement dans le lac de KANTALAI et potabilisation, l'eau est acheminée vers la ville de TRINCOMALEE par l'intermédiaire d'un réseau de canalisations en fonte de 65 km de long et de diamètres 600 à 200 mm qui se développe selon le schéma de la Figure 1.

La mise en pression est assurée par une station de pompage équipée de deux pompes à vitesse fixe d'un débit unitaire nominal de 200 l/s à 140 mCE. Le fonctionnement de ces pompes est déterminé à partir du niveau dans un réservoir de régulation construit sur la colline de VENDARASAN, branché en dérivation sur la conduite principale à 3.360 m en aval de la station de pompage (Figure 2).

La protection anti-bélier de la conduite d'adduction est réalisée par un ballon hydropneumatique d'un volume total de 3 m³, équipé d'un clapet percé DN 350 mm. La valeur du coefficient de perte de charge au remplissage du ballon préconisée par le projet était de :

$$4.450 = \frac{H \text{ (mCE)}}{Q^2 \text{ (m}^3/\text{s)}}$$

ce coefficient correspondant théoriquement au percement d'un trou de 84 mm de diamètre dans le battant du clapet.

Dans ces conditions, les pressions relatives théoriques consécutives à l'arrêt simultané des deux pompes et prévues au projet dans la conduite au droit du ballon étaient les suivantes :

Pression minimum: 24 mCE (2,4 bars)
Pression maximum: 168 mCE (16,5 bars)

Lors des essais de mise en eau de l'adduction, il est apparu que la pression maximum consécutive à la disjonction de l'une ou des deux pompes était largement supérieure à la pression théorique : on a mesuré une pression maximum d'environ 25 bars à la disjonction des deux pompes ; celle-ci fut la cause des dégâts mentionnés ci-dessus. Par contre, la pression minimum observée s'est avérée être du même ordre que la pression théorique calculée.

Après une première analyse, il est apparu très vite que cette pression excessive ne pouvait provenir que d'un sous-dimensionnement du ballon ou d'un perçage inadéquat du battant du clapet : l'examen de celui-ci a montré, en effet, qu'il était percé de trois trous disposés à 120 degrés, et de diamètre 48 mm (soit une section de passage équivalente au trou de 84 mm) au lieu du trou unique de 84 mm préconisé.

Nous avons donc procédé à une étude approfondie de l'incidence du volume d'air dans le ballon et du perçage du clapet sur la pression maximum consécutive à l'arrêt instantané des pompes.

INCIDENCE DU VOLUME D'AIR INITIAL DANS LE BALLON

L'analyse a été faite à l'aide du programme de calcul sur ordinateur CEBEL, en considérant :

- un débit initial Q_0 de 450 l/s (2 pompes)
- un coefficient de perte de charge au remplissage du ballon de 4.450 comme prévu au projet.

Le graphique de la Figure 3 donne la variation des pressions minimum et maximum dans la conduite au droit du ballon, en fonction du volume d'air initial V_0 dans le ballon à la pression initiale P_0 ($= 136,7$ mCE).

- . pour V_0 inférieur à $0,4$ m³ environ la variation de la pression maximum est importante
- . pour V_0 supérieur à $0,4$ m³, la variation est faible
- . la protection contre la dépression est bien assurée pour V_0 supérieur à $0,25$ m³.

Le volume théorique préconisé au projet était de $0,6$ m³. Ce volume était respecté lors des essais. La surpression constatée n'était donc pas due à une manque d'air dans le ballon.

LE PERCAGE DU CLAPET : DIAMETRE ET COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE

Des essais sur modèle réduit ont été réalisés pour mesurer le coefficient de perte de charge d'un battant percé de un ou de trois trous :

- . au trou unique de 84 mm préconisé correspond un coefficient voisin de 4.000 , soit une valeur du même ordre que celle prévue au projet
- . aux trois trous de 48 mm effectivement réalisés correspond un coefficient variant de 1.500 à 2.600 selon le débit, soit moitié moindre que le coefficient préconisé.

La courbe de la Figure 4 donne la variation du coefficient de perte de charge d'un clapet percé de trois trous, en fonction du diamètre de ces trous.

On retiendra qu'à section de passage équivalente, la perte de charge au travers de 3 trous est beaucoup plus faible que celle au travers d'un trou unique.

VARIATION DE LA PRESSION MAXIMUM EN
FONCTION DU COEFFICIENT DE PERTE DE
CHARGE AU REMPLISSAGE DU BALLON

La variation de la pression maximum en fonction du coefficient de perte de charge au remplissage du ballon a été calculée sur ordinateur à l'aide du programme CEBEL; le résultat est donné sur le graphique de la Figure 5 pour les deux cas suivants :

- . disjonction d'une pompe :
 $Q_0 = 250 \text{ l/s}$
- . disjonction de deux pompes :
 $Q_0 = 450 \text{ l/s}$.

Il apparaît que :

- . les deux courbes de variation présentent un optimum pour :

$\alpha r = 4.500$ dans le cas de 2 pompes

$\alpha r = 10.000$ dans le cas d'1 pompe.

. la variation est très importante pour les valeurs de αr inférieures à l'optimum, notamment dans le cas de deux pompes ; par contre, pour les valeurs de αr supérieures, la variation est beaucoup moins sensible ;

. pour les valeurs de αr comprises entre 2.500 et 10.000, la pression maximum dans le cas d'une pompe est supérieure à celle correspondant au cas de deux pompes, la différence maximum étant de l'ordre de + 2 bars ;

. à la pression maximum de 25 bars observée lors des essais de mise en eau correspond un coefficient théorique de 1.000, soit du même ordre que celui du clapet installé, mesuré sur modèle réduit.

Il apparaît donc clairement que la perte de charge trop grande du clapet au remplissage du ballon est bien la cause des surpressions excessives et des dégâts occasionnés dans la station de pompage.

On note également que la perte de charge préconisée au projet conduit à des valeurs acceptables de la surpression ; cependant, il eut été pré-

féralable de retenir une valeur du coefficient de perte de charge sensiblement plus grande que celle de 4.450 pour les raisons suivantes :

- . avec un tel coefficient, la surpression consécutive à l'arrêt d'une seule pompe est sensiblement supérieure à celle consécutive à l'arrêt simultané des deux pompes ;

- . compte tenu de la précision du perçage du clapet et des calculs, et du fait que la pression maximum varie très vite avec le coefficient de perte de charge pour les faibles valeurs de celui-ci, on a intérêt à s'éloigner du point optimum en direction des valeurs plus fortes du coefficient de perte de charge.

Aussi, a-t-il été décidé de modifier le perçage du clapet pour ramener le diamètre de chacun des trois trous à 35 mm, portant ainsi le coefficient de perte de charge au remplissage du ballon à une valeur de l'ordre de 7.000.

Après modification du clapet, des enregistrements de pression ont été effectués pour vérifier l'efficacité du remède proposé.

REMARQUE

Il est important de noter que selon la valeur du coefficient de perte de charge au remplissage du ballon, la coupure du débit maximum n'est pas forcément le cas le plus défavorable en matière de surpression : ainsi, comme on l'a vu ci-dessus, la coupure du débit d'une seule pompe engendre une surpression supérieure à celle correspondant à la coupure du débit des deux pompes pour αr compris entre 2.500 et 10.000. Cela peut s'expliquer par le fait que le volume d'air dans le ballon disponible pour absorber la surpression est plus faible dans le cas de l'arrêt d'une seule pompe que dans le cas de l'arrêt des deux pompes puisque le volume d'eau fourni par le ballon pendant la phase de dépression est plus faible dans le premier cas. Or, comme on l'a vu précédemment (Figure 3), la pression maximum peut augmenter rapidement lorsque le volume d'air diminue. Il est donc possible que pour certai-

nes valeurs de αr l'écrêtement de la surpression soit moins bien assuré dans le premier cas que dans le second, même si l'énergie qui est à l'origine de cette surpression est plus faible dans le premier cas.

ENREGISTREMENT DE PRESSION APRES MODIFICATION DU PERÇAGE DU CLAPET

Après avoir ramené le diamètre des trous de perçage du clapet de 48 à 35 mm, des enregistrements de la pression dans le ballon et dans la conduite de refoulement au droit de celui-ci ont été réalisés ; ils ont permis de vérifier in situ la valeur du coefficient de perte de charge au remplissage du ballon et l'amplitude de la dépression et de la surpression maximum consécutive à l'arrêt des pompes.

a) Coefficient de perte de charge

La variation de la pression en fonction du temps dans la conduite d'une part et dans le ballon d'autre part est donnée sur l'enregistrement représenté sur la figure 6. Cet enregistrement correspond à l'arrêt d'une pompe, soit un débit initial de l'ordre de 200 à 240 l/s (non mesuré).

Le volume d'air dans le ballon est déterminé à partir de la valeur de la pression dans le ballon sur la base de la loi : $P_a \times V^{1,2} = 7,043$ (Pa : pression absolue).

La variation de la pression dans le ballon pendant la phase de remplissage permet donc de connaître la variation du débit de remplissage et donc le coefficient de perte de charge.

La précision des mesures effectuées n'est pas suffisante pour déterminer exactement la valeur de ce coefficient ; cependant, elles permettent d'en situer l'ordre de grandeur, soit d'après l'exploitation de l'enregistrement précédent :

$$7.000 < \alpha r < 11.000.$$

Cet ordre de grandeur est donc bien conforme à celui prévu pour le clapet modifié.

b) Pressions minimum et maximum

Les enregistrements de la Figure 7 donnent la variation de la pression dans le ballon et dans la conduite, consécutive à l'arrêt d'une pompe et de deux pompes.

Les pressions minimum mesurées s'établissent donc à :

- 4 bars dans le cas de l'arrêt d'une pompe
- 1,4 bar dans le cas de l'arrêt des deux pompes.

La pression maximum dans les deux cas est voisine de 16 bars, soit une surpression de 3,5 bars par rapport à la pression dynamique initiale (4,5 bars sur l'enregistrement de la Figure 6).

Ces résultats sont tout-à-fait conformes aux calculs théoriques qui donnaient les résultats suivants :

- pression minimum : 1 pompe : 5 bars
2 pompes : 2 bars
(Cf. Figure 3)
- pression maximum pour :
 $7.000 < Qr < 10.000$ (Cf. Figure 5)
pour 1 pompe : 18 à 17,4 bars
($\Delta p = 5$ à 4,6 bars)
pour 2 pompes : 17 à 17,4 bars
($\Delta p = 3,6$ à 4 bars)

Les pressions minimum mesurées sont légèrement plus faibles que prévu mais restent largement positives ; la conduite de refoulement est donc efficacement protégée contre les dépressions.

Les pressions maximum mesurées sont un peu plus faibles que prévu et l'efficacité de la protection contre les surpressions se trouve donc bien confirmée.

CONCLUSION

L'utilisation du modèle numérique CEBEL des régimes transitoires en réseaux de canalisations, associé à la détermination sur modèle réduit du coefficient de perte de charge au remplissage du ballon anti-bélier, a permis de mettre en évidence que la cause des pressions excessives constatées lors des essais de mise en eau de l'adduction de TRINCOMALEE résidait dans un perçage du battant du clapet non conforme aux spécifications initiales.

Les enregistrements de pressions réalisés après modification du clapet ont permis de vérifier la conformité des résultats obtenus avec ceux du modèle numérique.

Cet exemple met en évidence les performances du modèle et sa capacité à résoudre certaines difficultés.

Discussion

Président : M. M. PACCARD

Monsieur le Président demande si, par le calcul, on peut retrouver l'ordre de grandeur des pertes de charge dans la configuration à trois trous. M. BLANC ne connaît d'autre formule que celle utilisée pour la détermination de la perte de charge correspondant à un orifice unique $Q = m \sqrt{2gH}$. Le coefficient doit être différent à cause des phénomènes liés au recollement. On observe quelque chose d'analogue dans les vannes de réglage constituées de plaques perforées.

Monsieur le Président demande si le programme de coup de bélier permet de mesurer de façon représentative ce qui se produit quand on referme la poche de cavitation. Monsieur BLANC précise que le programme CEBEL détermine l'évolution du volume de la cavité en fonction du temps et permet de détecter les surpressions importantes à la fermeture de la cavité.

Monsieur LECORNU remarque que dans certaines conditions, la surpression engendrée par l'arrêt d'une pompe est supérieure à

celle engendrée par l'arrêt de deux pompes et souhaite en connaître l'explication physique. En effet, pour certaines pertes de charge, observe Monsieur BLANC les régimes transitoires engendrent des oscillations de pression éloignées de la pression statique, et l'explique par l'influence de la perte de charge de la conduite en régime permanent, le freinage différent du mouvement de l'eau par le clapet, et la différence de volume d'air dans le ballon.

Monsieur ROVARO demande s'il y a un contrôle sur le volume d'air dans le ballon. Monsieur CARRON indique que le volume d'air est maintenu dans une certaine fourchette avec niveau bas, niveau haut et alarme en cas de manque ou d'excès d'air. Le contrôle se fait sur le niveau.

Monsieur COITE s'intéresse aux problèmes de coups de bélier soulevés par le démarrage. Monsieur CARRON précise que ceux-ci sont résolus par un démarrage vanne fermée.