

УДК 622.671

V. Prishchenko, professeur
L'université nationale technique de Donetsk

L'INFLUENCE DE L'APPAREIL DIRIGEANT SUR LA DISTRIBUTION DE LA VITESSE ET PRESSION DU COURANT SUR L'ENTREE DE LA ROUE DE LA POMPE CENTRIFUGE

Dans l'article on étudie l'alignement du champ des vitesses dans les camions axiaux et circulaires devant l'entrée à la roue des pompes centrifuges à l'aide de l'aubage préinséré dirigeant.

Les mots clefs: cavitation, pompe centrifugals, vitesse, aubage, alignement, rendement, roue.

Le problème et son lien avec les tâches scientifiques ou pratiques.

Un important paramètre du travail de la pompe centrifuge multicellulaire d'exhaure de mine est la signification les hauteurs vacuummétrique de l'aspiration $H_{\text{бак}}$. Si telle augmente le débit et le rendement de la pompe restent invariable jusqu'au moment de l'apparition et le développement de la cavitation dans la première roue de la pompe. L'augmentation ultérieure du vide amène à la réduction des paramètres susnommés du travail de la pompe, à la suite de quoi augmente la dépense énergétique pour le pompage de l'affluence de l'eau de mine. C'est pourquoi, pour la garantie du travail sans cavitation la valeur $H_{\text{вак}}$ ne doit pas excéder la valeur admissible $H_{\text{вак.adm}} = (0,85..0,9)H_{\text{вак}}^{\text{max}}$. L'augmentation de la capacité d'aspiration amènera à l'augmentation les hauteurs maximum vacuummétrique de l'aspiration de la pompe $H_{\text{вак}}^{\text{max}}$.

L'analyse des études et les publications.

Plusieurs auteurs en vue de l'augmentation du rendement et la capacité d'aspiration des pompes centrifuges proposaient les moyens de l'alignement du champ des vitesses aux canaux entre aubes aux frais de l'installation sur la sortie [1-2] ou l'entrée [3] éléments auxiliaires ou le profilage des canaux entre aubes [4]. La plupart de ces travaux portent le caractère seulement hypothétique et n'ont pas la confirmation sérieuse expérimentale.

En régime nominal les lignes du courant devant l'entrée aux canaux entre aubes de la roue représentent les lignes radiales, i.e. le tortillement manque (fig. 1). Sur le triangle des vitesses cela correspond un perpendicularité du vecteur de la vitesse absolue C_1 au vecteur de la

vitesse tangentielle U_1 , la vitesse relative W_1 est dirigée sous l'angle de l'installation de l'aube β_1 .

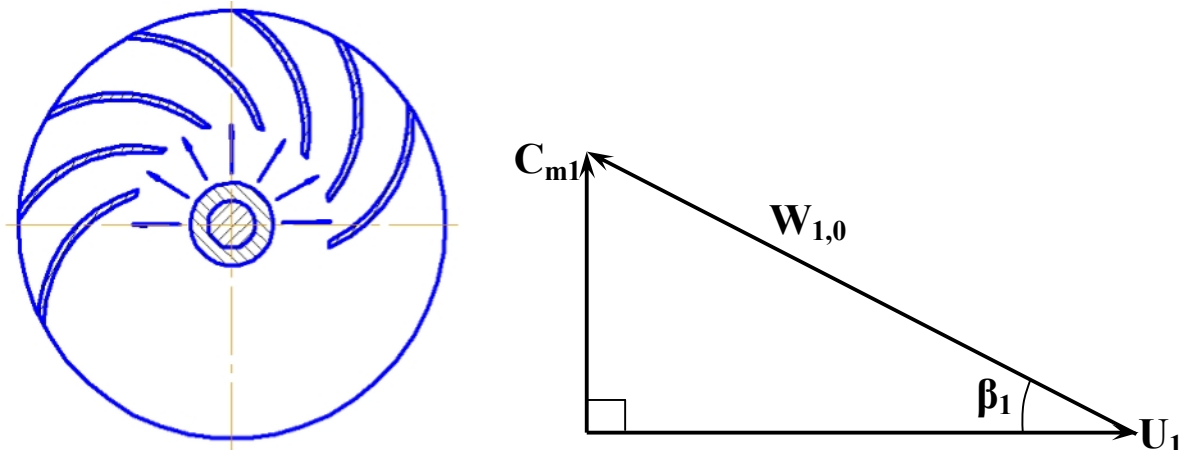


Fig. 1. Lignes du courant devant l'entrée aux canaux entre aubes de la roue en régime nominal

Au changement du régime de fonctionnement (par exemple, à la réduction du débit) il y a une réduction de la vitesse méridional C_{ml} et l'apparition de la composante du tortillement C_{U1} caractérisant le coup, i.e. instantané (théoriquement) le changement la direction du vecteur de la vitesse absolue du courant. Pratiquement le liquide ne peut pas instantanément changer la direction du mouvement, en se formant les tourbillons sur les bords d'entrée de la roue et grandissent, en conséquence, les pertes hydrauliques.

C'est pourquoi pour l'élimination du coup le liquide doit entrer aux canaux entre aubes de la roue avec une vitesse du tortillement (fig. 2). La valeur de cette composante est définie facilement du triangle des vitesses :

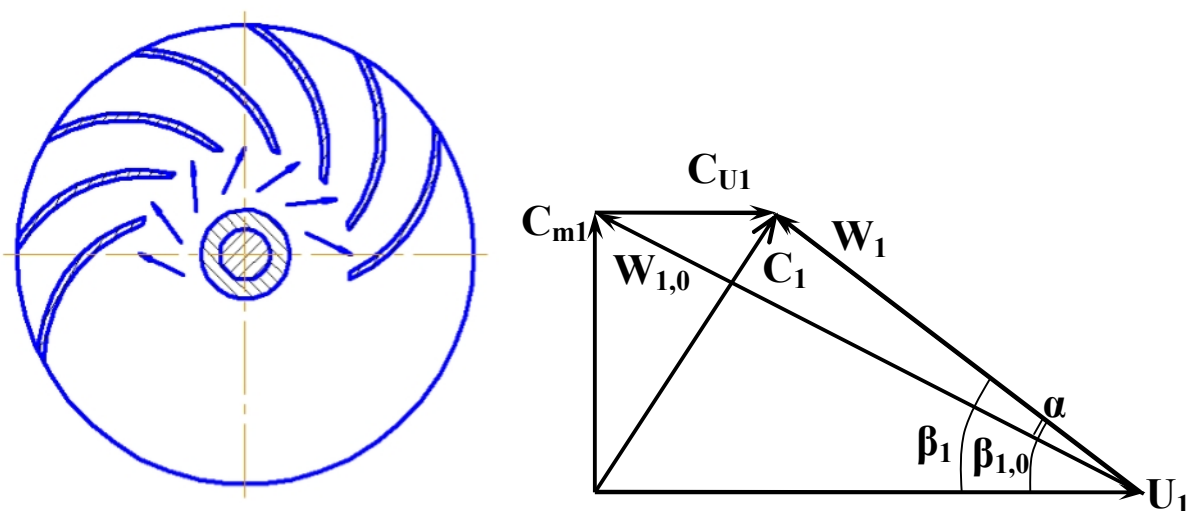


Fig. 2. Lignes du courant en régime $Q < Q_H$

$$C_{U1} = U_1 - W_1 \cos \beta_1 = U_1 - \frac{C_{m1}}{\operatorname{tg} \beta_1}$$

De plus l'angle α sur fig. 2 appellera plus justement non comme l'angle d'attaque, mais l'angle du tortillement, demandé pour l'entrée inaccénuée du liquide dans la roue.

Les données expérimentales [5] ont confirmé qu'à l'installation une grille de 8 omoplates dans l'entrée de la roue au débit nominale on atteint la réduction du stock de la cavitation à 10 % en comparaison de la roue sans grilles.

L'organisation de la tâche. Le développement moderne des équipements informatiques et la présence des programmes utilisant la méthode des éléments finaux pour l'analyse des procès hydrodynamiques permet de simuler virtuellement les études et estimer l'efficacité des décisions proposées de génie. Le but de l'article donné est l'étude de la cinématique du courant dans l'entrée de la roue des pompes centrifuges et l'influence de l'appareil dirigeant sur la distribution de la pression dans le courant.

L'exposition du document et les résultats. D'abord on examinait la transmission axiale de la pompe centrifuge avec l'appareil préinséré dirigeant en forme de la grille de 8 omoplates par la largeur de 20 mm (fig. 3) Comme on le sait, la partie d'entrée axiale est la plus favorable du point de vue hydraulique, puisque elle assure le champ des vitesses le plus uniforme. Nous définirons les pertes de la pression conditionnée par l'installation de l'appareil dirigeant comme la différence des pressions entre l'entrée et la sortie du domaine de comptes.

Dans les comptes on accepte la vitesse sur l'entrée - 1 m/s, le diamètre de l'orifice d'entrée - 60 mm. Les paramètres du courant au modelage étaient définis par les lois de la préservation de la masse, le moment et l'énergie. Ces lois s'expriment en forme des équations privées différentielles, qui échantillonnent avec l'aide de la méthode des éléments finaux. L'équation de l'indissolubilité reçue de la loi de la préservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v_z)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

où v_x , v_y et v_z - les composants du vecteur de la vitesse, ρ - la densité, x , y , z - les coordonnées globales, t - le temps.

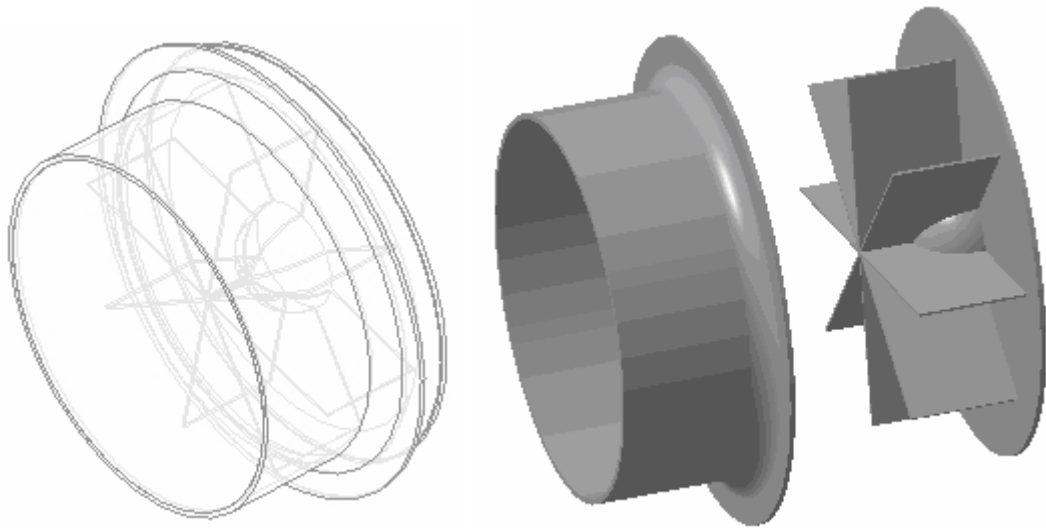


Fig. 3. Partie d'entrée axiale de la pompe centrifuge avec l'appareil préinséré dirigeant

L'équation de la corrélation entre l'effort et la valeur de la déformation du liquide :

$$\tau_{ij} = -P \cdot \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (2)$$

où u_i - les vitesses orthogonales, μ - la viscosité dynamique.

L'équation de la préservation de l'énergie :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y C_p T_0) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z C_p T_0) = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T_0}{\partial z} \right) + W^v + E^k + Q_v + \Phi + \frac{\partial P}{\partial t} \end{aligned} \quad (3)$$

où C_p - la chaleur spécifique, T_0 - la température totale, K - la conductibilité de la chaleur, W^v - la friction visqueuse, Φ - extraction de chaleur visqueuse, E^k - l'énergie cinétique.

Le résultat du modelage est présenté sur fig. 4. Après des comptes est établi que la différence des pressions entre l'entrée et la sortie du domaine de comptes au modelage sans appareil dirigeant a fait 1507 Pa, mais à sa présence - 1556 Pa qu'est plus grand à 3 %. Cela montre que l'installation de l'appareil dirigeant ne provoque pas l'apparition des pertes considérables hydrauliques.

Ensuite on étudiait la partie d'entrée circulaire (fig. 5), ayant la plus grande diffusion dans les constructions des pompes multicellulaires. Le débit nominale de la pompe examinée fait $300 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0833 \text{ m}^3/\text{s}$, la

surface de la sortie est égale $0,019 \text{ m}^3$. Ainsi, une vitesse moyenne sur la sortie doit être $0,0833/0,019 = 4,37 \text{ m/s}$. Après le modelage on recevait la distribution des vitesses sans appareil dirigeant et à sa présence (fig. 6)

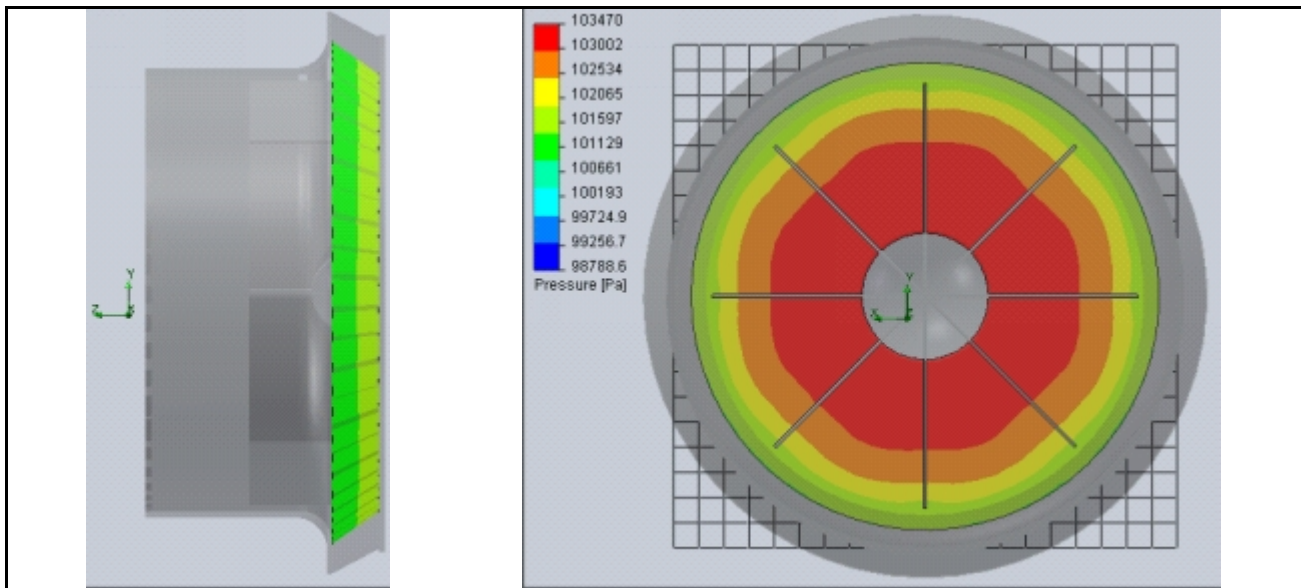


Fig.4. Distribution de la pression dans l'entrée aux canaux entre aubes de la pompe centrifuge avec l'appareil préinséré dirigeant

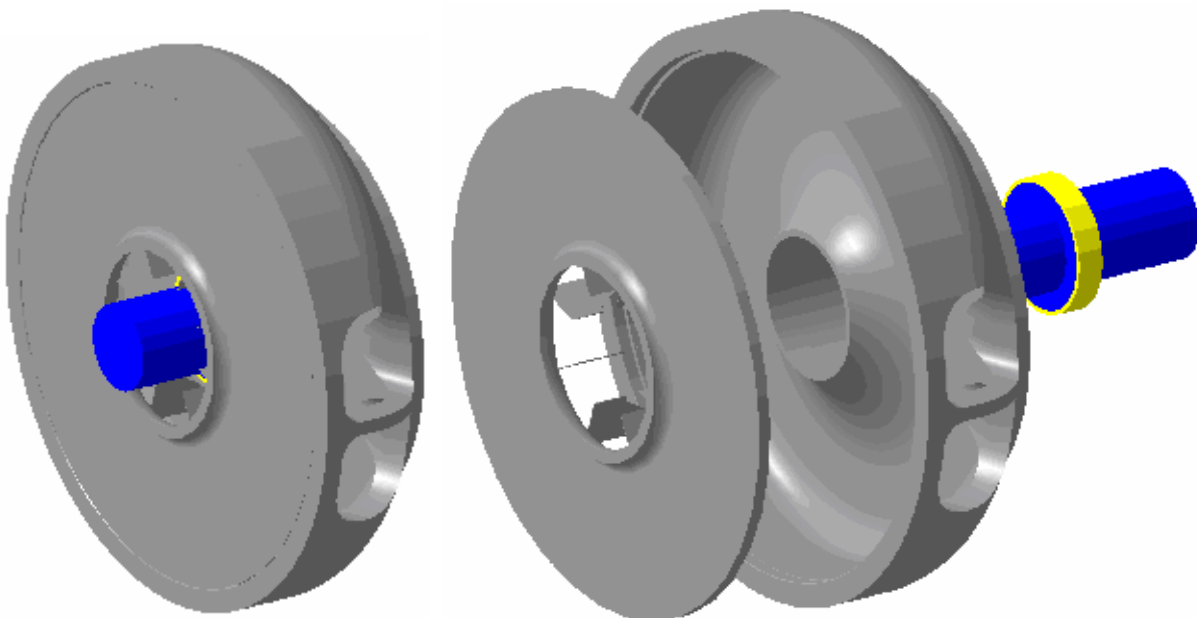
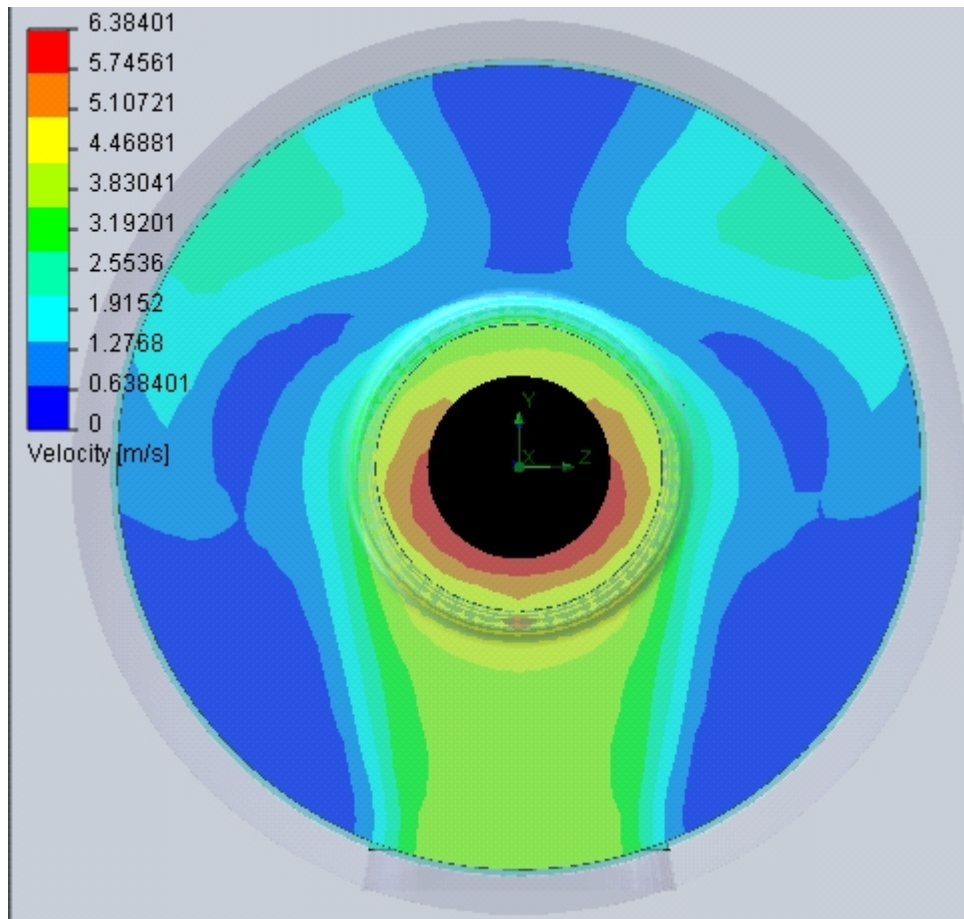


Fig. 5. Partie d'entrée annulaire de la pompe multicellulaire



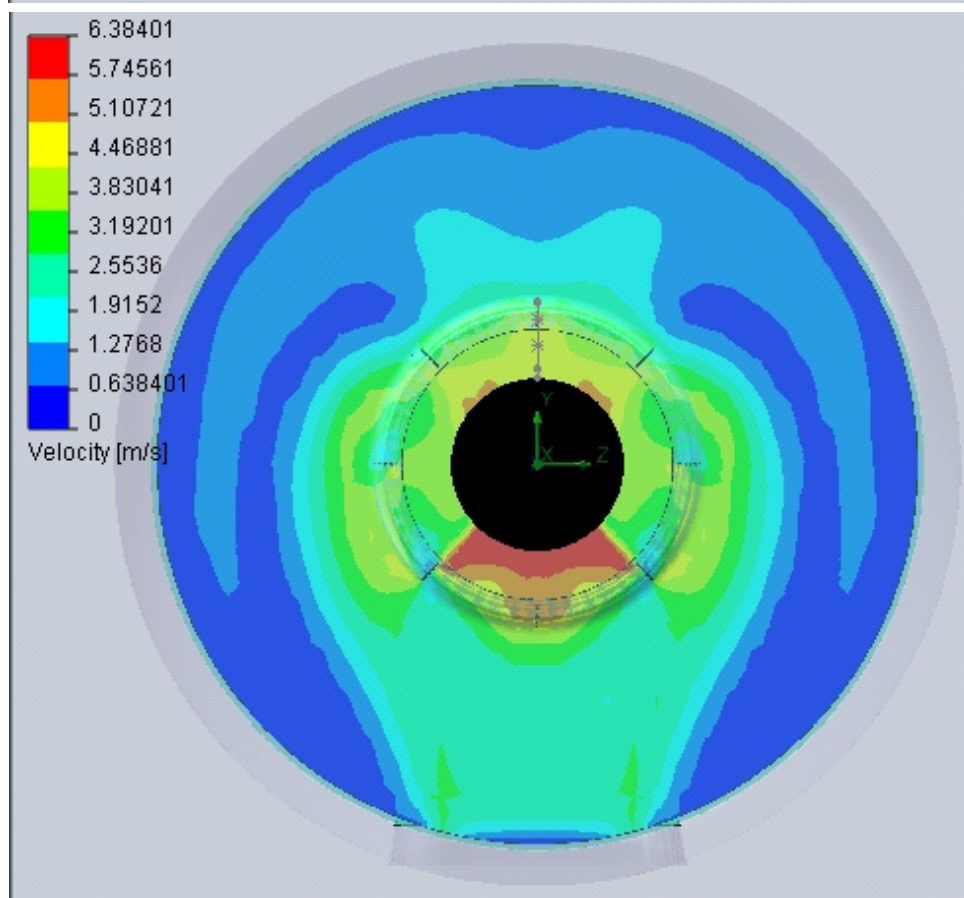
Sans appareil
dirigeant

$$\Delta p = 13081 \text{ Pa}$$

$$V_{\min} = 1,24 \text{ m/s}$$

$$V_{\max} = 6,61 \text{ m/s}$$

$$V_{cp} = 5 \text{ m/s}$$



Avec l'appareil
dirigeant

$$\Delta p = 13078 \text{ Pa}$$

$$V_{\min} = 2,33 \text{ m/s}$$

$$V_{\max} = 6,85 \text{ m/s}$$

$$V_{cp} = 4,43 \text{ m/s}$$

Fig. 6.
Distribution des
vitesses dans la
partie d'entrée
annulaire

Comme on voit de fig. 6, à l'installation de l'appareil dirigeant de 8 omoplates la vitesse moyenne dans la section de sortie a diminué de 5 jusqu'à 4,43 m/s que correspond pratiquement aux vitesse de comptes 4,37 m/s. Pas moins important est ce fait que la distribution des vitesses est devenue plus égale - le domaine des vitesses augmentées se trouve seulement du côté de l'entrée du courant à la chambre intérieure du corps. Les pertes de la pression entre l'entrée et la sortie du domaine de comptes à l'installation de l'appareil dirigeant n'ont pas changé pratiquement ($13081 - 13078 = 3 \text{ Pa}$) que confirme de nouveau, comme en cas avec la transmission axiale que la grille dirigeant ne provoque pas les pertes hydrauliques supplémentaire.

Source de renseignements

1. Рабочее колесо центробежного колеса: А.с. 1141221 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Синенко А.Ю., Смирнов В.С., Байбаков О.В.; (СССР). – №3550230/25-06; заявлено 09.02.83; опубл. 23.02.85, Бюл.№7.
2. Рабочее колесо центробежного насоса: А.с. 1204812 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Купряшов В.Д.; (СССР). – №3767217/25-06; заявлено 05.07.84; опубл. 15.01.86, Бюл.№2.
3. Рабочее колесо гидромашини: А.с. 1521925 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Гейер В.Г., Боруменский А.Г., Малеев В.Б., Комисова Е.А.; (СССР). – №4374240/25-29; заявлено 01.02.88; опубл. 15.11.89, Бюл.№42.
4. Рабочее колесо центробежного насоса: А.с. 1250728 СССР, МКИ F 04 D 29/22 / Вертячих А.В., Ржебаева Н.К. и др.; (СССР). – №3865877/25-06; заявлено 18.12.84; опубл. 15.08.86, Бюл.№30.
5. Исследование центробежного насоса с предвключенной свободносидящей решеткой радиальных лопаток / Наукові праці ДонНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". – 2004. – Вип.83. – С.200-207.

Стаття надійшла до редколегії 03.11.2011.

Рецензент: канд. техн. наук, проф. Яценко А.Ф.

В.А. Прищенко. Вплив спрямовувального пристрою на розподіл швидкості і тиску у потоці на вході у робоче колесо відцентрового насосу. У статті розглянуто вирівнювання поля швидкостей у осевих та кільцевих підведеннях на вході до робочого колеса відцентрових насосів за допомогою вхідного спрямовувального пристрою.

Ключові слова: кавітація, відцентровий насос, швидкість, лопатки, вирівнювання, ккд, колесо.

V. Prishchenko. Influence of the Device Entrance on a Field of Speeds and Pressure in the Admissions Axial and Circular on Input of the Pumps Centrifugals. In article is studied an alignment of a field of speeds in the admissions axial and circular on input of the pumps centrifugals by means of the device entrance vane.

Keywords: cavitation, pomp centrifugal, speed, vane, alignment, performance, impeller.

© Prishchenko V., 2012