

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛОВ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ

С. А. Тимухин, Е. О. Чураков, А. О. Ислентьев

Evaluation of the stress-strain state of shafts of mine section pumps

S. A. Timukhin, E. O. Churakov, A. O. Islent'ev

The authors consider mine sectional centrifugal pumps, in particular, features of the stress-strain state of the shafts of two-flow and single-flow pumps. Due to the development of mine sectional dual-flow pumps, there is a need for a comparative evaluation of the stress-strain state of the shafts. Such an assessment should precede the development and construction of a pump design of any series, since sufficient strength and stiffness of the shaft ensure a stable operation of the pump rotor, and consequently the entire pump unit as a whole. The article presents the stresses of three components: the stresses from bending, torsion and axial force. The authors separately consider the stresses from the axial force for two variants of the pump impellers being fit on the shaft. With loose fit, the stresses from the axial force are distributed evenly over the entire length of the shaft, and with interference fit tensions increase stepwise depending on the number of impellers. In double-flow pumps, the axial force will be half that in comparison with similar single-flow pumps. For interference fit, the nature of tension stresses differs significantly. The authors present equivalent shaft stresses of the pump types under consideration. The authors carried out a comparative evaluation of the equivalent stresses of single-flow and double-flow centrifugal section pumps on the example of CNS-300-600 and CNSD-600-300 pumps. Estimates show that equivalent stresses are lower in CNSD pumps than in CNS pumps, which indicates more favorable operating conditions for their shafts and that the design of dual-flow pumps is more perfect.

Keywords: centrifugal pumps; shaft; stress-strain state; comparative evaluation; equivalent stresses.

Рассматриваются шахтные секционные центробежные насосы, в частности, особенности напряженно-деформированного состояния валов двухпоточных и однопоточных насосов. В связи с разработкой шахтных секционных двухпоточных насосов возникает необходимость в проведении сравнительной оценки напряженно-деформированного состояния валов. Такая оценка должна предшествовать разработке и созданию конструкции насоса любого типа, поскольку достаточная прочность и жесткость вала обеспечивают устойчивую работу ротора насоса, а следовательно, и всего насосного агрегата в целом. Приведены схемы напряжений трех составляющих: напряжения от изгиба, кручения и осевой силы. В отдельности рассмотрены напряжения от осевой силы при двух вариантах посадки рабочих колес насоса на вал. При свободной посадке напряжения от осевой силы распределяются равномерно по всей длине вала, а при посадке с натягом напряжения ступенчато возрастают в зависимости от количества рабочих колес. При этом в двухпоточных насосах осевая сила будет в два раза меньше по сравнению с аналогичными однопоточными насосами. При посадке с натягом характер растягивающих напряжений существенно отличается. Также представлены эквивалентные напряжения валов рассматриваемых типов насосов. Проведена сравнительная оценка эквивалентных напряжений однопоточных и двухпоточных центробежных секционных насосов на примере насосов ЦНС-300-600 и ЦНСД-600-300. По данным оценки видно, что эквивалентные напряжения ниже в насосах ЦНСД, чем в насосах ЦНС, что говорит о более благоприятных условиях работы их валов и что конструкция двухпоточных насосов является более совершенной.

Ключевые слова: центробежные насосы; вал; напряженно-деформированное состояние; сравнительная оценка; эквивалентные напряжения.

В связи с разработкой в настоящее время шахтных секционных насосов по двухпоточной схеме [1–4] возникает необходимость сравнительной оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) валов одно- и двухпоточных насосов.

С учетом того что в двухпоточных насосах принят принципиально другой способ компенсации осевых сил (за счет симметричного расположения рабочих колес), нагруженность валов этих насосов от осевых сил также будет существенно отличаться. Все это предполагает необходимость всесторонней оценки нагружения валов двухпоточных насосов, являющейся основой для расчета валов на прочность и динамическую устойчивость под действием максимально возможных нагрузок. Такая оценка должна предшествовать разработке и созданию конструкции насоса любого типа, поскольку достаточная прочность и жесткость вала обеспечивают устойчивую работу ротора насоса, а следовательно, и всего насосного агрегата в целом.

В качестве исходной информационной базы рассмотрим нагруженность валов центробежных секционных насосов, выполненных по однопоточной гидравлической схеме с рабочими

секциями и разгрузочным устройством для компенсации осевого усилия (рис. 1).

В условиях нашей задачи и первого приближения пренебрегаем неравномерностью распределения сил тяжести на валу от всех деталей ротора и заменяем их равномерно распределенной нагрузкой. В соответствии с этим на рис. 2 приведены эпюры изгибающих $\sigma_{изг}$ и крутящих напряжений $\sigma_{кр}$, а также напряжений от осевых сил $\sigma_{раст}$, действующих на вал [5–8].

Отдельно следует проанализировать нагружение вала от осевых сил, которое зависит от характера посадки на него рабочих колес. Здесь возможны два варианта посадки: колеса посажены на вал с натягом, и при этом осевые силы передаются на вал от каждого колеса индивидуально; колеса посажены свободно, и тогда осевые силы передаются по ступицам колес на опорную втулку, жестко закрепленную на валу. В этом случае вал нагружается от осевых сил равномерно по всей длине от разгрузочного диска до опорной втулки (что соответствует прямоугольной эпюре $\sigma_{раст1}$ на рис. 2). В случае посадки колес с натягом эпюра $\sigma_{раст2}$ будет соответствовать трапецеидальной эпюре напряжения. При этом максимальное расчетное значение осевых сил, передаваемых на вал, будет одинаковым. Различными будут участки приложения этих сил (в первом случае они распределяются равномерно по всей длине вала, а во втором – приложены на участке вала, расположенного между разгрузочным диском и последним рабочим колесом).

Анализ нагружений вала однопоточного насоса (рис. 2) показывает, что наиболее опасным участком вала является участок от середины вала до центра тяжести первого рабочего колеса. Рассматривая вал как деталь со сложным сопротивлением (растяжение, изгиб и кручение), необходимо определить наиболее опасное сечение вала на этом участке (с максимальным эквивалентным напряжением, включающим все три вида сопротивления) для обоих случаев посадки рабочих колес на вал.

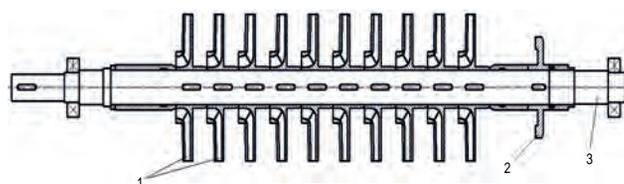


Рисунок 1. Схема ротора однопоточного насоса в сборе. 1 – рабочие колеса; 2 – разгрузочный диск; 3 – вал.

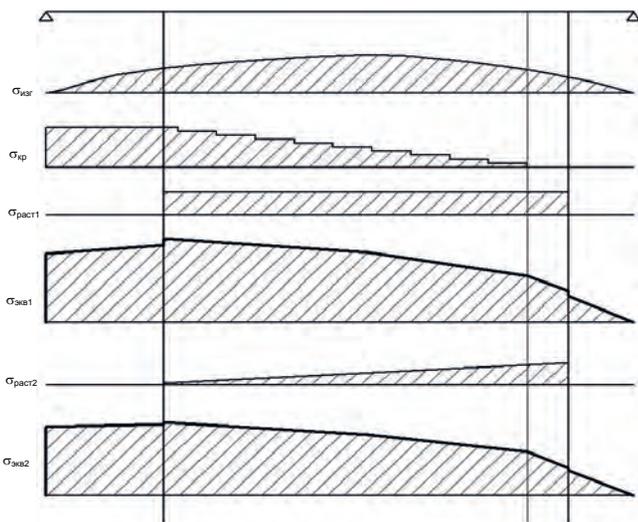


Рисунок 2. Эпюры напряжений вала однопоточного насоса. $\sigma_{раст1}$, $\sigma_{эв1}$ – растягивающее напряжение от осевой силы и эквивалентные напряжения при свободной посадке; $\sigma_{раст2}$, $\sigma_{эв2}$ – растягивающее напряжение от осевой силы и эквивалентные напряжения при посадке с натягом.

Рассмотрим теперь особенности нагружения валов двухпоточных насосов согласно их гидравлической схеме (рис. 3). В сравнении с однопоточными насосами у двухпоточных отсутствует разгрузочное устройство, и центральная пара однопоточных колес заменяется одним двухпоточным. В сумме два этих преимущества позволяют более эффективно распределить нагрузки на валу двухпоточного насоса. В двухпоточных насосах осевая сила уравнивается путем симметричного расположения рабочих колес на валу.

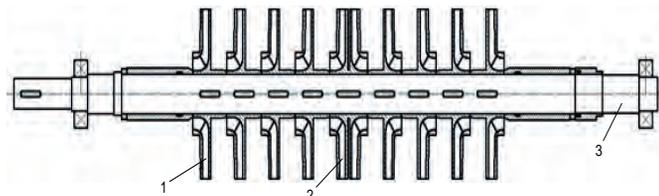


Рисунок 3. Схема ротора двухпоточного насоса в сборе. 1 – рабочее колесо одностороннее; 2 – рабочее колесо двустороннее; 3 – вал.

Схема нагруженности вала такого насоса представлена на рис. 4, откуда следует, что осевая сила в этом случае снижается примерно в два раза, но характер ее воздействия на вал останется аналогичным однопоточным насосам соответственно при посадке рабочих колес с натягом и без него.

На основе изложенного дадим расчетные зависимости $\sigma_{эв} = f(l_{вала})$ для однопоточных и двухпоточных насосов, соответственно для различных посадок рабочих колес на вал. В качестве примера такого расчета рассмотрим насос ЦНС 300–600 с 10 рабочими колесами и аналогичный ему по мощности и габаритным размерам ЦНСД 600–300. Характер изменения $\sigma_{эв}$ по длине вала для этих насосов приведен на рис. 5. Расчет значений осуществлялся в соответствии с 4-й теорией прочности по зависимости, МПа [9–12]:

$$\sigma_{эв} = \sqrt{(\sigma_{изг} + \sigma_{раст})^2 + 3\sigma_{кр}^2}$$

Анализ НДС показывает, что благодаря более совершенной гидравлической схеме, а также более эффективному использованию рабочего участка вала двухпоточных насосов осевая

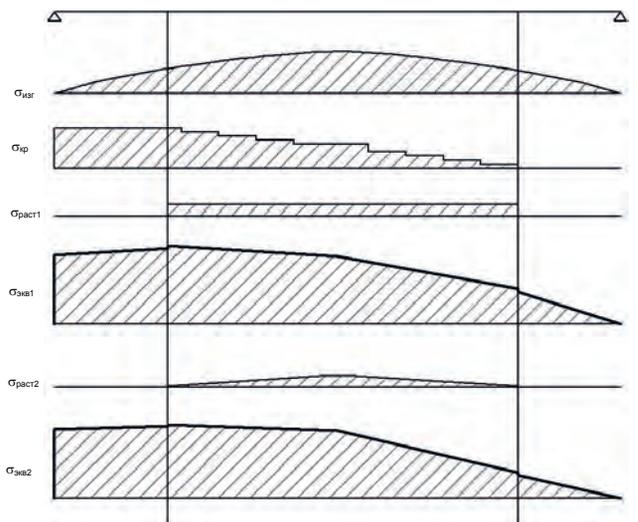


Рисунок 4. Эпюры напряжений вала двухпоточного насоса. $\sigma_{раст1}$, $\sigma_{эв1}$ – растягивающее напряжение от осевой силы и эквивалентные напряжения при свободной посадке; $\sigma_{раст2}$, $\sigma_{эв2}$ – растягивающее напряжение от осевой силы и эквивалентные напряжения при посадке с натягом.

составляющая напряжений уменьшается вдвое по сравнению с однопоточными насосами ЦНС, что соответственно снижает величину эквивалентных напряжений. Для насоса ЦНС-300-600 максимальное эквивалентное напряжение составляет 45,3 МПа при свободной посадке и 42,8 МПа при посадке с натягом. Для насоса ЦНСД-600-300 максимальное эквивалентное напряжение снижается на 4 % и равняется 43,6 МПа при свободной посадке. При посадке с натягом в двухпоточном насосе максимальное значение эквивалентного напряжения не отличается от анало-

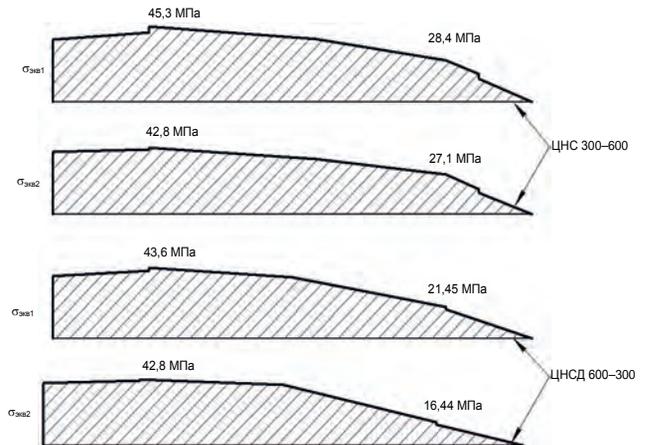


Рисунок 5. Эквивалентные напряжения по длине вала для насосов ЦНС 300-600 и ЦНСД 600-300 при свободной посадке и с натягом.

гичного значения в однопоточном. Полученные результаты могут быть использованы при прочностных расчетах создаваемых двухпоточных насосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимухин С. А., Долганов А. В., Попов Ю. В., Чураков Е. О., Ислентьев А. О., Торпов Э. Ю. О разработке шахтных центробежных секционных двухпоточных насосов // Изв. УГГУ. 2014. № 2(34). С. 41–44.
2. Ислентьев А. О., Чураков Е. О. Особенности создания шахтных секционных двухпоточных насосов // Изв. УГГУ. 2016. № 1(41). С. 103–105.
3. Центробежный секционный двухпоточный насос: пат. 161013 Рос. Федерация. № 2015131222/06; заявл. 27.07.15; опубл. 10.04.16, Бюл. № 10. 3 с.
4. Долганов А. В., Попов Ю. В., Тимухин С. А., Пискарев А. Н. Сравнительная оценка шахтных секционных двухпоточных насосов // Изв. УГГУ. 2015. № 1 (37). С. 49–52.

5. Попов Д. Н., Сосновский Н. Г., Сиухин М. В. Гидродинамическая нагруженность роторов центробежных насосов при переходных процессах // Наука и образование. 2011. № 12. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/274914.html>

6. Видулов М. А., Овчинников Н. П. Расчет статической прочности вала насоса // Мир современной науки. 2012. № 6. С. 7–13.

7. Baogang W., Schill J. H. A Self-Adjusting Balancing Device for Multistage Centrifugal Pump // First International Conference on Engineering Thermophysics (August 18–21, 1999). Beijing, China, 1999.

8. Зайниддинов Н. С. Моделирование напряженно-деформированного состояния рамы тележки тепловоза // Изв. ПГУПС. 2010. № 3. С. 98–105.

9. Селиверстов Г. В., Бутырский С. Н., Вобликова Ю. О. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов металлоконструкций грузоподъемных машин // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2009. № 2-1. С. 123–126.

10. Корнеев А. А., Соколова Е. И., Любимова А. С., Шилов Н. В. Комплексный подход к процессу восстановления и модернизации центробежных насосов // Сервис в России и за рубежом. 2014. № 1 (48). С. 86–94.

11. Debuchy R., Nour F. A., Bois G. An analytical modeling of the central core flow in a rotor-stator system with several pre-swirl conditions // Journal of Fluids Engineering. 2010. Vol. 132. No. 6.

12. Yao Z., Wang F., Qu L., Xiao R., He C., Wang M. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump // Journal of Fluids Engineering. 2011. Vol. 133. No. 10, Article ID 101303.

REFERENCES

1. Timukhin S. A., Dolganov A. V., Popov Yu. V., Churakov E. O., Islent'ev A. O., Toropov E. Yu. 2014, *O razrabotke shakhtnykh tsentrobezhnykh sektionnykh dvukhpotochnykh nasosov* [On the development of shaft centrifugal sectional double-flow pumps]. *Izv. UGGU* [News of the Ural State Mining University], no. 2(34), pp. 41–44.

2. Islent'ev A. O., Churakov E. O. 2016, *Osobennosti sozdaniya shakhtnykh sektionnykh dvukhpotochnykh nasosov* [Features of the construction of sectional double-flow pumps]. *Izv. UGGU* [News of the Ural State Mining University], no. 1(41), pp. 103–105.

3. *Tsentrobezhnyy sektionnyy dvukhpotochnyy nasos: pat. 161013 Ros. Fed. ratsiya. № 2015131222/06; zayavl. 27.07.15; opubl. 10.04.16, Byul. № 10*

[Centrifugal sectional double-flow pump: patent 161013 Russian Federation. no. 2015131222/06; claimed 27.07.15; published 10.04.16, bull. №10], 3 p.

4. Dolganov A. V., Popov Yu. V., Timukhin S. A., Piskarev A. N. 2015, *Sravnitel'naya otsenka shakhtnykh sektionnykh dvukhpotochnykh nasosov* [Comparative evaluation of shaft sectional double-flow pumps]. *Izv. UGGU* [News of the Ural State Mining University], pp 1(37), pp. 49–52.

5. Popov D. N., Sosnovskiy N. G., Siukhin M. V. 2011, *Gidrodinamicheskaya nagruzhennost' rotorov tsentrobezhnykh nasosov pri perekhodnykh protsessakh* [Hydrodynamic loading of rotors of centrifugal pumps during transient processes]. *Nauka i obrazovanie* [Science and Education of Bauman MSTU], no. 12. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/274914.html>

6. Vikulov M. A., Ovchinnikov N. P. 2012, *Raschet staticheskoy prochnosti vala nasosa* [Calculation of the static strength of the pump shaft]. *Mir sovremennoy nauki* [World of modern science], no. 6, pp. 7–13.

7. Baogang W., Schill J. H. 1999, *A Self-Adjusting Balancing Device for Multistage Centrifugal Pump*. First International Conference on Engineering Thermophysics (August 18–21, 1999), Beijing, China.

8. Zayniddinov N. S. 2010, *Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya ramy telezhki teplovoza* [Modeling of the stress-strain state of the frame of the diesel locomotive carriage]. *Izv. PGUPS* [Proceedings of Petersburg Transport University], no. 3, pp. 98–105.

9. Seliverstov G. V., Butyrskiy S. N., Voblikova Yu. O. 2009, *Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov metallokonstruktsiy gruzopod'emnykh mashin* [Analysis of stress-strain state of metalwork elements of load-lifting machines]. *Izv. TulGU. Tekhnicheskie nauki* [Proceedings of the TSU], no. 2-1, pp. 123–126.

10. Korneev A. A., Sokolova E. I., Lyubimova A. S., Shilov N. V. 2014, *Kompleksnyy podkhod k protsessu vosstanovleniya i modernizatsii tsentrobezhnykh nasosov* [Complex approach to the process of restoration and modernization of centrifugal pumps]. *Servis v Rossii i za rubezhom* [Services in Russia and abroad], no. 1(48), pp. 86–94.

11. Debuchy R., Nour F. A., Bois G. 2010, *An analytical modeling of the central core flow in a rotor-stator system with several pre-swirl conditions*. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132, no. 6.

12. Yao Z., Wang F., Qu L., Xiao R., He C., Wang M. 2011, *Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump*. *Journal of Fluids Engineering*, vol. 133, no. 10, Article ID 101303.

Сергей Андреевич Тимухин,
Sergey.Timuhin@m.ursmu.ru
Евгений Олегович Чураков,
tschurakov.102.evgeniy@mail.ru
Александр Олегович Ислентьев,
alexislentyev@mail.ru
Уральский государственный горный университет
Россия, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30

Sergey Andreevich Timukhin,
Sergey.Timuhin@m.ursmu.ru
Evgeniy Olegovich Churakov,
tschurakov.102.evgeniy@mail.ru
Aleksandr Olegovich Islent'ev,
alexislentyev@mail.ru
Ural State Mining University
Ekaterinburg, Russia