

DOI: 10.17122/ntj-oil-2018-5-27-32  
УДК 622.276

**М.Я. Хабибуллин** (Филиал Уфимского государственного нефтяного технического университета в г. Октябрьском, г. Октябрьский, Республика Башкортостан, Российская Федерация)

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМ СБОРА И ПЕРЕКАЧКИ НЕФТИ

**M.Ya. Khabibullin** (Oktyabrskiy Affiliate of Ufa State Petroleum Technological University, Oktyabrskiy, Republic of Bashkortostan, Russian Federation)

### INCREASING THE CENTRIFUGAL PUMP RELIABILITY FOR OIL COLLECTION AND PUMPING SYSTEMS

#### **Введение**

Особенности условий работы погружных центробежных нефтяных насосов определяют специфические требования к форме характеристик насосов. Выполнение этих требований позволяет сохранить высокую эффективность насосов в условиях эксплуатации и обеспечить надежность их работы.

#### **Цели и задачи**

Обоснование требований к характеристикам погружных центробежных нефтяных насосов.

#### **Результаты**

Выявлено, что большая крутизна характеристик на режимах малых подач экономически невыгодна. При длительной работе насоса в условиях всплытия рабочего колеса и большом зазоре между нижним уплотнительным кольцом рабочего колеса и сопряженной поверхностью направляющего аппарата может возникнуть автоколебательный процесс, приводящий к быстрому износу деталей ступени насоса.

#### **Background**

Features of the working conditions of submersible centrifugal oil pumps determine the specific requirements for the shape of the characteristics of the pumps. Fulfillment of these requirements allows preserving the high efficiency of pumps under operating conditions and ensuring the reliability of their operation.

#### **Aims and Objectives**

Substantiation of requirements for the submersible centrifugal pumps characteristics.

#### **Results**

It is revealed that a large steepness of characteristics at low feed rates is economically unprofitable. During prolonged operation of the pump in conditions of ascending the impeller and a large gap between the lower sealing ring of the impeller and the mating surface of the guide vane, a self-oscillating process can occur, leading to rapid wear of pump stage parts.

---

**Ключевые слова:** погружной центробежный насос, расчетный режим, производительность, изнашивание, колесо, автоколебательный процесс

**Key words:** submersible centrifugal pump, design mode, performance, wear, wheel, self-oscillation process

---

© Хабибуллин М.Я., 2018

Особенности условий работы погружных центробежных нефтяных насосов определяют специфические требования к форме характеристик насосов. Выполнение этих требований позволяет сохранить высокую эффективность насосов в условиях эксплуатации и обеспечить надежность их работы [1-3].

Приведем более четкие обоснования требований к форме левой ветви характеристика при подаче нефти, меньшей, чем на расчетном режиме.

Рассмотрим возможности эксплуатации насосов при всплывании рабочих колес. Насос погружен в скважину таким образом, что забортный патрубок находится на глубине  $h_{но}$ , а уровень нефти - на глубине  $h_y$ .

Развиваемый насосом напор на расчетном режиме работы определяется:

$$H_p = g \cdot h_{yp}, \quad (1)$$

где  $g$  - ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ ;

$h_{yp}$  - высота подъема пластовой жидкости, м.

Производительность насоса  $Q_p$  соответствует расходу пластовой жидкости через скважину  $Q_c$ .

Рассматриваемый режим работы отмечен на характеристике насоса точкой  $A$  (рисунок 1).

При  $Q_c < Q_p$  (что возможно, если снизилась подача скважины, неправильно выбрана глубина погружения насоса или его расчетный напор) насос откачивает больше пластовой жидкости, чем подает скважина, и уро-

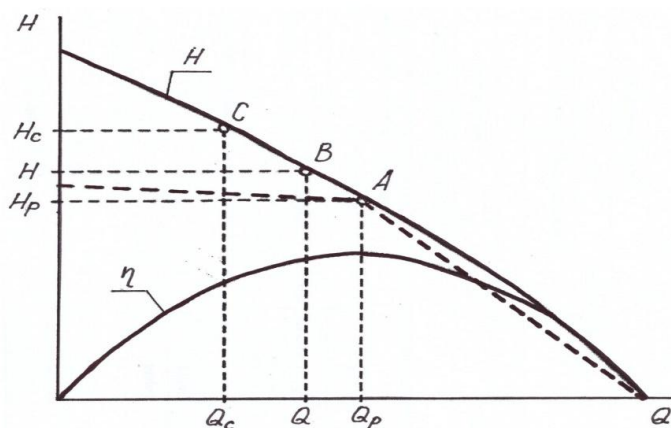
вень пластовой жидкости в скважине будет уменьшаться. Но падение уровня пластовой жидкости приведет к возрастанию развиваемого насосом напора, а режим работы насоса перейдет в точку  $B$  (рисунок 1), подача насоса уменьшится.

Режим работы насоса будет изменяться до достижения равенства подачи скважины и расхода пластовой жидкости через насос. На характеристике насоса этот режим отмечен точкой  $C$  (рисунок 1).

Снижение уровня пластовой жидкости в скважине  $\Delta h_c$  зависит от крутизны характеристика насоса на левой ветви: чем круче характеристика  $H(Q)$ , тем больше снижение уровня пластовой жидкости в скважине. В неблагоприятном случае уровень пластовой жидкости упадет на столько, что насос перестанет подавать пластовую жидкость, т.е. произойдет срыв в работе насоса.

Разумеется, в области рабочих режимов подачи устойчивость работы насоса достигается только при условии  $dH/dQ < 0$ . Однако при этом достаточен лишь небольшой наклон характеристик  $H(Q)$ , в то время как на практике наклон бывает значительным. При большой крутизне характеристик и условии  $Q_c \ll Q_p$  возможен срыв в работе насоса.

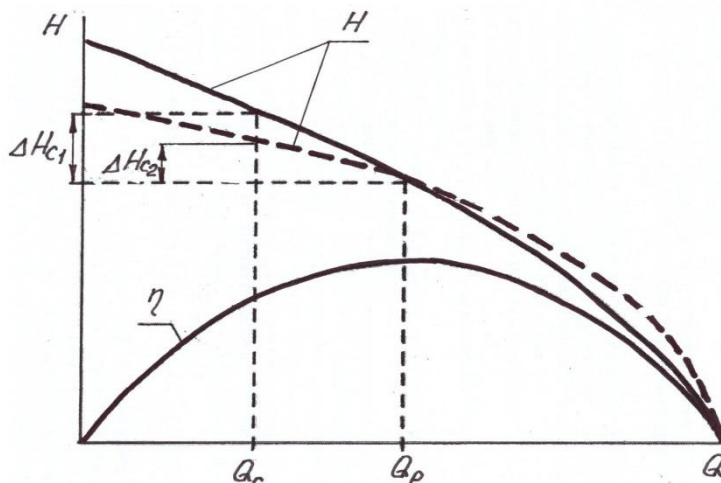
Следует отметить, что большая крутизна на характеристик  $H(Q)$  на режимах малых подач экономически невыгодна. Сравним энергетические характеристики двух центробежных насосов с одинаковой зависимостью КПД  $\eta$  от подачи  $Q$ , но с разной крутизной (рисунок 2).



$Q_c, H_c$  - производительность и напор насоса, соответствующие подаче пластовой жидкости в скважине;

$Q_p, H_p$  - расчетные значения производительности и напора насоса

Рисунок 1. Графические зависимости напоров насоса и режимы работы при  $Q < Q_c$



$\Delta H_{c1}, \Delta H_{c2}$  - изменения напоров при переходе с расчетной производительности  $Q_p$  к подаче скважины  $Q_c$

**Рисунок 2.** Графические зависимости работы двух насосов с расчетными параметрами работы

На первый взгляд, подачи обоих насосов на левой границе рекомендуемой зоны должны быть одинаковыми (при равенстве КПД). Однако в действительности эти подачи существенно различаются, так как только КПД в рассматриваемых условиях эксплуатации насосов не может характеризовать эффективность работы насоса при заданной подаче.

При  $Q < Q_p$  насос, развивающий больший напор, будет потреблять и большую мощность, потому что КПД обоих насосов одинаковы. Следовательно, удельная подача насоса с большим напором, выражаемая через коэффициент:

$$K_Q = \frac{Q}{N} \sim \frac{\eta}{N}, \quad (2)$$

будет меньше, чем подача насоса с меньшей крутизной характеристики  $H(Q)$ .

В принятых условиях сравнения коэффициент  $K_Q$  - единственная характеристика, позволяющая оценивать энергетическую эффективность насосов. Так, при условии  $Q < Q_p$  эффективнее насос с меньшей крутизной ха-

рактеристики  $H(Q)$ , но, как уже указывалось, при этом должна быть обеспечена устойчивая работа насоса, т.е.

$$\frac{dH}{dQ} < 0. \quad (3)$$

Коэффициент  $K_Q$  можно использовать для определения границы рекомендуемой рабочей зоны, т.е.  $Q_{min}$ . Для этого целесообразно ввести относительную удельную подачу  $K_Q = K_Q / K_{Qp}$  (отнесенную к удельной подаче на расчетном режиме) и принять ее допустимое минимальное значение, например  $K_{Qmin} = 0,85$  (рисунок 3).

Минимальная крутизна характеристики  $H(Q)$  может быть определена только экспериментально с учетом возможных пульсаций давления и частоты вращения вала.

Рассмотрим пример определения  $Q_{min}$  для насоса А20 фирмы ТемТех [4, 5]. Согласно расчетам по выражению (1), принятому значению  $K_{Qmin} = 0,85$  соответствует  $Q_{min} = 193 \text{ м}^3/\text{сут}$ , в то время как фирма рекомендует значение  $Q_{min} \approx 135 \text{ м}^3/\text{сут}$ , при кото-

ром относительная удельная подача явно мала ( $K_{Q_{min}} \approx 0,53$ ).

В работе [6] максимальную подачу  $Q_{max}$  на правой границе предлагаемой области использования насоса рекомендуется принимать меньше подачи, при которой происходит всплытие рабочего колеса. Однако следует учитывать, что при длительной работе насоса в условиях всплытия рабочего колеса и большом зазоре между нижним уплотнитель-

ным кольцом рабочего колеса и сопряженной поверхностью направляющего аппарата может возникнуть автоколебательный процесс, приводящий к быстрому износу деталей ступени насоса.

На схеме одной ступени центробежного погружного насоса, показанной на рисунке 4, упорная шайба 2 воспринимает осевую силу, направленную вверх при всплытии рабочего колеса [7, 8].

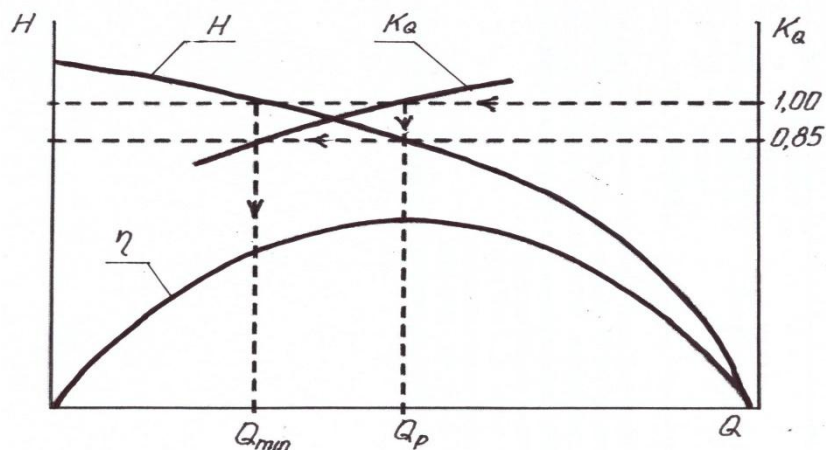
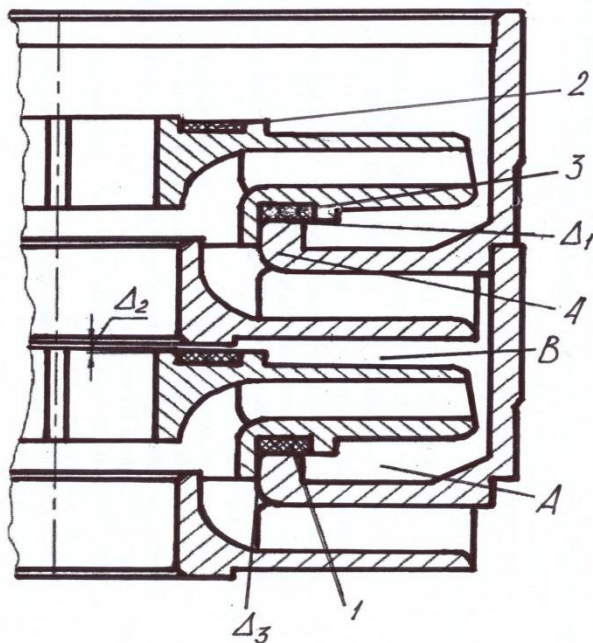


Рисунок 3. Графические зависимости определения расхода  $Q_{min}$  на границе области применения погружного центробежного насоса



- 1, 2 - шайбы упорные;
- 3 - кольцо уплотнительное;
- 4 - выступ упорный направляющего аппарата;
- A, B - нижняя и верхняя полости между рабочим колесом и направляющим аппаратом следующей ступени;
- $P_A, P_B$  - давление в полостях A и B

Рисунок 4. Принципиальная схема ступеней центробежного насоса

Если рабочее колесо не всплывает, осевая сила, действующая на него, направлена вниз, упорная шайба 1 плотно установлена между рабочим колесом и направляющим аппаратом. В этом случае перетекание жидкости из полости А (между рабочим колесом и направляющим аппаратом на напорной стороне) отсутствует. При всплытии рабочего колеса осевая сила направлена вверх, рабочее колесо смещается по валу вверх, и между шайбой 1 и упорным выступом направляющего аппарата образуется зазор  $\Delta_1$ . Этот зазор (в зависимости от износа шайбы 1 и зазора  $\Delta_2$  между шайбой 1 и стенкой направляющего аппарата) может достигать значения 1,5-2,0 мм. По мере износа сопряженных поверхностей рабочего колеса (кольца 3) и упорной поверхности 4 направляющего аппарата зазор  $\Delta_3$  между ними также может оказаться значительным (его значение может достигать величины 0,5 мм).

В малорасходных насосах площадь проходного сечения зазора  $\Delta_3$  может достигать значения 5-10 % от площади входного сечения рабочего колеса [9, 10]. Так как скорость жидкости в зазоре больше, чем скорость на входе в рабочее колесо, то количество перетекающей через зазор жидкости

может составлять заметную долю от общего расхода. Такое перетекание вызовет заметное снижение давления в полости А, что может привести к повторному изменению направления осевой силы, действующей на рабочее колесо. Рабочее колесо снова займет исходное положение, зазор  $\Delta_1$  станет равным нулю, и перетекание жидкости прекратится. Осевая сила снова окажется направленной вверх и, очевидно, возникнет автоколебательный процесс: рабочее колесо периодически будет смещаться в осевом направлении - от упора до упора.

#### Выводы

В результате выявлено, что большая крутизна характеристик  $H(Q)$  на режимах малых подач экономически невыгодна (несмотря на то, что можно было бы предположить, что автоколебания вызовут более интенсивное изнашивание деталей насоса).

При длительной работе насоса в условиях всплытия рабочего колеса и большом зазоре между нижним уплотнительным кольцом рабочего колеса и сопряженной поверхностью направляющего аппарата может возникнуть автоколебательный процесс, приводящий к быстрому износу деталей ступени насоса.

#### Список литературы

1. Хабибуллин М.Я. Анализ надежности установок погружных центробежных насосов // Современные технологии в нефтегазовом деле - 2013: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф.: в 3 т. Уфа: Изд-во УГНТУ. 2013. С. 220-226.
2. Зиннатуллин Р.Р., Хабибуллин М.Я. Усовершенствование нижней части ротора насоса ЭЦНМ 5-50-1400 // Материалы Всероссийской 41-й научно-технической конференции молодых ученых, аспирантов и студентов: в 2 т. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2014. С. 190-194.
3. Хабибуллин М.Я. Установки бесштанговых скважинных насосов. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2014. 54 с.
4. Агеев Ш.Р., Куприн П., Мельников М., Перельман О.М., Пещеренко С.Н., Рабинович А.И. Высоконадежные центробежные установки для добычи нефти в осложненных условиях // Бурение и нефть. 2006. № 4. С. 30-33.
5. Якимов С.Б., Ивановский В.Н. К вопросу выбора конструкции электроцентробежных насосов при добыче жидкости, содержащей абразив-

#### References

1. Khabibullin M.Ya. Analiz nadezhnosti ustanovok pogruzhnykh tsentrobezhnykh nasosov [Analysis of Reliability of Submersible Centrifugal Pump Installations]. *Sbornik nauchnykh trudov Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheckoi konferentsii «Sovremennye tekhnologii v neftegazovom dele - 2013»*: v 3 t. [Collection of Proceedings of the International Scientific and Technical Conference «Modern Technologies in Oil and Gas Business - 2013»: in 3 vol.]. Ufa, UGNTU Publ, 2013, pp. 220-226. [in Russian].
2. Zinnatullin R.R., Khabibullin M.Ya. Usovershenstvovanie nizhnei chasti rotora nasosa ETsNM 5-50-1400 [Improvement of the Lower Part of the Pump Rotor ETsNM 5-50-1400]. *Materialy Vserossiiskoi 41-i nauchno-tekhnicheckoi konferentsii molodykh uchenykh, aspirantov i studentov*: v 2 t. [Proceedings of the All-Russian 41st Scientific and Technical Conference of Young Scientists, Post-Graduate Students and Students: in 2 vol.]. Ufa, UGNTU Publ., 2014, pp. 190-194. [in Russian].

ные частицы // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 6. С. 15-20.

6. Борлинг Д.С., Свищерский С.В., Горланов С.Ф. Наилучшие практики и инновации для увеличения наработки УЭЦН на примере зрелых месторождений компании ТНК-ВР // SPE 136407. 2010. 211 с.

7. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Оборудование для добычи нефти и газа: в 2 ч. М.: ВНИИОЭНГ, 2002. 768 с.

8. Лапшин В.И. Поддержание пластового давления путем закачки воды в пласт. М.: Недра, 1986. 150 с.

9. Махмудбеков Э.А., Вольнов А.И. Интенсификация добычи нефти и газа. М.: ВНИИОЭНГ, 2001. 303 с.

10. Мирзаджанзаде А.Х., Шахвердиев А.Х. Динамические процессы в нефтегазодобыче. Системный анализ, диагноз, прогноз. М.: Наука, 1997. 420 с.

3. Khabibullin M.Ya. *Ustanovki besshtangovykh skvazhinnykh nasosov* [Installations of Rodless Downhole Pumps]. Ufa, UGNTU Publ., 2014. 54 p. [in Russian].

4. Ageev Sh.R., Kuprin P., Mel'nikov M., Perel'man O.M., Peshcherenko S.N., Rabinovich A.I. *Vysokonadezhnye tsentrobezhnye ustanovki dlya dobychi nefiti v oslozhnennykh usloviyakh* [High-Reliability Centrifugal Installations for Oil Production in Complicated Conditions]. *Burenie i nefit - Drilling and Oil*, 2006, No. 4, pp. 30-33. [in Russian].

5. Yakimov S.B., Ivanovskii V.N. *K voprosu vybora konstruksii elektrotsentrobezhnykh nasosov pri dobyche zhidkosti, sodержashchei abrazivnye chastitsy* [To the Question of the Choice of Construction Electric Centrifugal Pumps for the Extraction of Liquids Containing Abrasive Particles]. *Oborudovanie i tekhnologii dlya nefitegazovogo kompleksa - Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*, 2017, No. 6, pp. 15-20. [in Russian].

6. Borling D.S., Sviderskii S.V., Gorlanov S.F. *Naилuchshie praktiki i innovatsii dlya uvelicheniya narabotki UETsN na primere zrelykh mestorozhdenii kompanii TNK-BP* [Best Practices and Innovations to Increase the ESP Runtime on the Example of Mature TNK-BP Fields]. SPE 136407, 2010. 211 p. [in Russian].

7. Ivanovskii V.N., Darishchev V.I., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Pekin S.S. *Oborudovanie dlya dobychi nefiti i gaza: v 2 ch.* [Equipment for Oil and Gas Production: In 2 P.]. Moscow, VNIIOENG Publ., 2002. 768 p. [in Russian].

8. Lapshin V.I. *Podderzhanie plastovogo davleniya putem zakachki vody v plast* [Maintaining Reservoir Pressure by Pumping Water into the Reservoir]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 150 p. [in Russian].

9. Makhmudbekov E.A., Vol'nov A.I. *Intensifikatsiya dobychi nefiti i gaza* [Intensification of Oil and Gas Production]. Moscow, VNIIOENG Publ., 2001. 303 p. [in Russian].

10. Mirzadzhanzade A.Kh., Shakhverdiev A.Kh. *Dinamicheskie protsessy v nefitegazodobyche. Sistemnyi analiz, diagnoz, prognoz* [Dynamic Processes in Oil and Gas Production. System Analysis, Diagnosis, Prognosis]. Moscow, Nauka Publ., 1997. 420 p. [in Russian].

#### Автор

• Хабибуллин Марат Яхиевич, канд. техн. наук  
Филиал Уфимского государственного нефтяного  
технического университета в г. Октябрьском  
Доцент кафедры «Нефтепромысловые машины  
и оборудование»  
Российская Федерация, 452607, Республика  
Башкортостан, г. Октябрьский, ул. Девонская, 54 а  
e-mail: m-hab@mail.ru

#### The Author

• Khabibullin Marat Ya., Candidate of Technical  
Sciences  
Oktyabrskiy Affiliate of Ufa State Petroleum  
Technological University  
Assistant Professor of Oilfield Machines  
and Equipment Department  
54 a, Devonskaya str., Oktyabrskiy, Republic  
of Bashkortostan, 452607, Russian Federation  
e-mail: m-hab@mail.ru