

УДК 622.323

В.Н. Ивановский, д.т.н., заведующий кафедрой РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина (Москва, Россия), e-mail: ivanovskivn@rambler.ru; **А.А. Сабиров**, к.т.н., доцент, заведующий лабораторией РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина (Москва, Россия), e-mail: sabirov@gubkin.ru; **А.В. Кузьмин**, м.н.с., РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина (Москва, Россия), e-mail: avkuzmin@yandex.ru

К вопросу о выборе рабочей области характеристики центробежных насосов

Графическая зависимость основных рабочих показателей центробежного насоса (напора, мощности и КПД) от подачи называется характеристикой насоса. Характеристика насоса является очень востребованной в связи с тем, что подбор оборудования и оптимизация его работы в зависимости от условий эксплуатации проводится в соответствии с характеристикой и ее рабочей частью. Разные фирмы-изготовители по-разному подходят к назначению рабочей области характеристики насосов, зачастую в угоду коммерческим интересам произвольно изменяя границы этой области. Правильный выбор границ рабочей области характеристики центробежного насоса позволяет не только повысить КПД насоса (снизить энергозатраты на его работу), но и повышает надежность насосного оборудования. Это связано с тем, что в оптимальном режиме насос имеет минимальные вибрационные показатели, а переход на режимы, близкие к границам рабочей области, приводит к кратному увеличению вибрационных показателей насоса. Показано, что предлагаемые фирмами-производителями расширенные рабочие области или смещенные рабочие области характеристик приводят к значительному снижению технико-экономических показателей использования центробежных насосов. Это в первую очередь характерно для установок электроприводных центробежных насосов (ЭЦН), работа которых связана с целым рядом осложняющих факторов: наличием свободного газа, изменением вязкости перекачиваемой жидкости, отсутствием жесткой опоры насосных установок и т.д. Выводом статьи является предложение об оптимизации рабочих частей характеристик центробежных насосов для добычи нефти, об обеспечении равенства величин подач в оптимальном и номинальных режимах, что приведет к повышению технико-экономической эффективности добычи нефти с помощью ЭЦН.

Ключевые слова: характеристика центробежного насоса, рабочая область характеристики, номинальный режим, оптимальный режим, вибрация, осевые нагрузки, отказ оборудования, технико-экономическая эффективность.

.....

V.N. Ivanovskiy, Gubkin Russian State University of Oil and Gas (Moscow, Russia), D.Sc. (Engineering), Department Head, e-mail: ivanovskivn@rambler.ru; **A.A. Sabirov**, Gubkin Russian State University of Oil and Gas (Moscow, Russia), Cand.Sc. (Engineering), Head of the Laboratory, e-mail: sabirov@gubkin.ru; **A.V. Kuzmin**, Gubkin Russian State University of Oil and Gas (Moscow, Russia), Junior Research Associate, e-mail: avkuzmin@yandex.ru

To the question of choosing a workspace characteristics of centrifugal pumps

The graphical dependence of the basic performance of a centrifugal pump (pressure, power and efficiency) from filing is called the characteristic of the pump. The characteristic of the pump is very popular due to the fact that equipment selection and optimization of its operation depending on operating conditions is carried out in accordance with the characteristic and its working part. Different manufacturers have different approaches to assigning workspace pumps characteristics, often in favor of commercial interests arbitrarily changing the boundaries of this area. Choosing the right edges of the stage characteristics of the centrifugal pump allows not only to increase the pump efficiency (reducing energy costs for operation), but also increases the reliability of pumping equipment. This is due to the fact that in the optimal mode, the pump has a minimum vibration characteristics and the transition to the modes close to the edges of the stage, leads to a short-term increase in vibration characteristics of the pump. It is shown that the proposed manufacturers of advanced workspaces or shifted workspaces characteristics lead to a significant reduction of technical and economic indicators of the use of centrifugal pumps. This is primarily true for installations of electrically driven centrifugal pumps, whose work is related to a number of complicating factors: the presence of free gas, the viscosity of the fluid, the absence of rigid supports pumping systems etc., the conclusion of the article is a proposal to optimize the working parts of the

characteristics of centrifugal pumps for oil production, about equal quantities of feed in optimal and nominal modes, which will lead to an increase of technical and economic efficiency of oil production using ESP.

Keywords: characteristics of the centrifugal pump, workspace characteristics, the nominal mode, the optimum mode, vibration, axial load, failure of equipment, technical and economic efficiency.

Характеристикой насоса называется графически выраженная зависимость основных показателей от подачи при постоянной частоте вращения вала рабочего колеса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос, которая определяет технологические возможности машины и ее энергоэффективность. Основные параметры лопастных насосов – подача Q , напор H , мощность N и коэффициент полезного действия η – находятся в определенной зависимости, которая лучше всего уясняется из рассмотрения характеристических кривых. При этом параметром испытания или самой характеристики являются частота вращения вала рабочего колеса n , вязкость μ и плотность ρ перекачиваемой жидкости.

Для удобства использования эти зависимости строятся на одном графике. Характеристика зависит от типа насоса, его конструкции и соотношения размеров его основных узлов и деталей.

Различают теоретические и экспериментальные характеристики насосов (рис. 1).

Теоретические характеристики получают, пользуясь основными уравнениями центробежного насоса, в которые вводят поправки на реальные условия его работы. На работу насоса влияет большое число факторов, которые трудно, а иногда и невозможно учесть, поэтому теоретические характеристики насоса неточны и ими практически не пользуются. Для получения действительной характеристики насоса необходимо внести поправки на гидравлические потери (в проточной части насоса), объемные и механические, а также на конечное число лопаток. Истинные зависимости между параметрами работы центробежного насоса определяют экспериментально, в результате заводских (стендовых) испытаний насоса или его модели. Насосы испытывают на заводских испытательных станциях. Мето-

дика испытаний насосов установлена ГОСТ 6134-2007. Для испытания насос устанавливают на стенде, оборудованном аппаратурой и приборами для измерения расхода, давления, вакуума и потребляемой мощности. После пуска насоса подачу регулируют изменением степени открытия задвижки на напорной линии. Таким образом устанавливают несколько значений подачи и измеряют соответствующие этим значениям величины напора и потребляемой мощности.

В некоторых случаях насосы испытывают на месте их установки (например, в насосной станции). Это прежде всего относится к крупногабаритным насосам, а также к тем случаям, когда характеристики насоса существенно изменяются под влиянием условий эксплуатации. Полученные в результате экспериментальных измерений значения подачи Q , напора H и мощности N , а также вычисленные по этим величинам значения

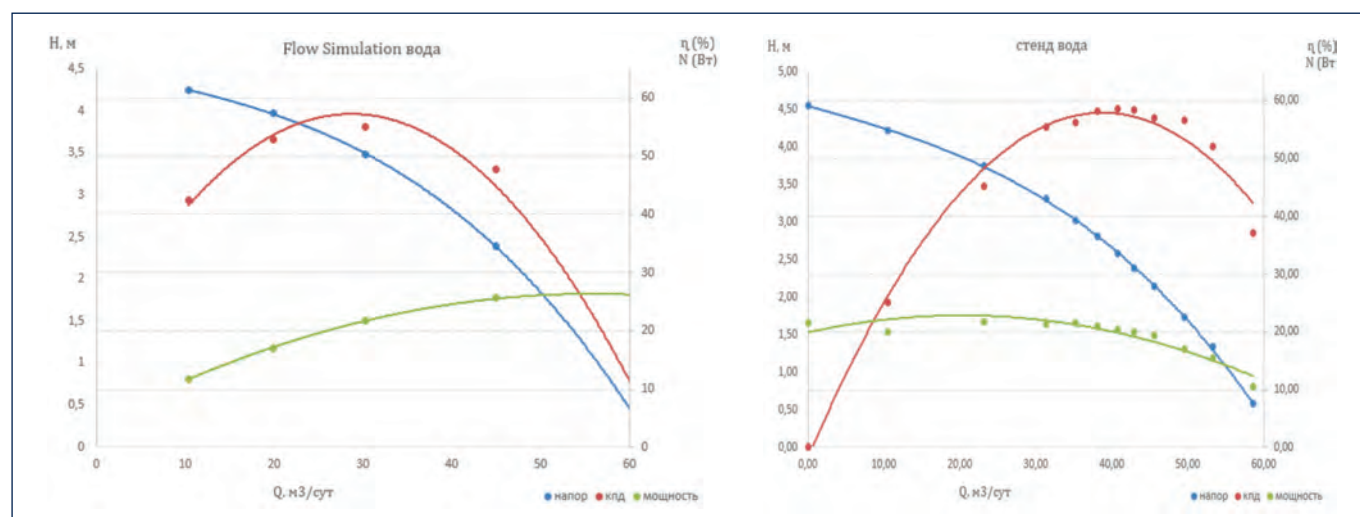


Рис. 1. Теоретическая (расчетная) и фактическая (экспериментальная) характеристики ступени насоса типа ЭЦН

Fig. 1. Theoretical (design) and actual (experimental) characteristics of the electrically driven centrifugal pump stage

Ссылка для цитирования (for references):

Ивановский В.Н., Сабиров А.А., Кузьмин А.В. К вопросу о выборе рабочей области характеристики центробежных насосов // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2015. – № 3. – С. 88–92.

Ivanovskiy V.N., Sabirov A.A., Kuzmin A.V. K voprosu o vybore rabochej oblasti harakteristiki centrobezhnyh nasosov [To the question of choosing a workspace characteristics of centrifugal pumps]. *Territorija «NEFTEGAZ» = Oil and Gas Territory*, 2015, No 3. P. 88–92.

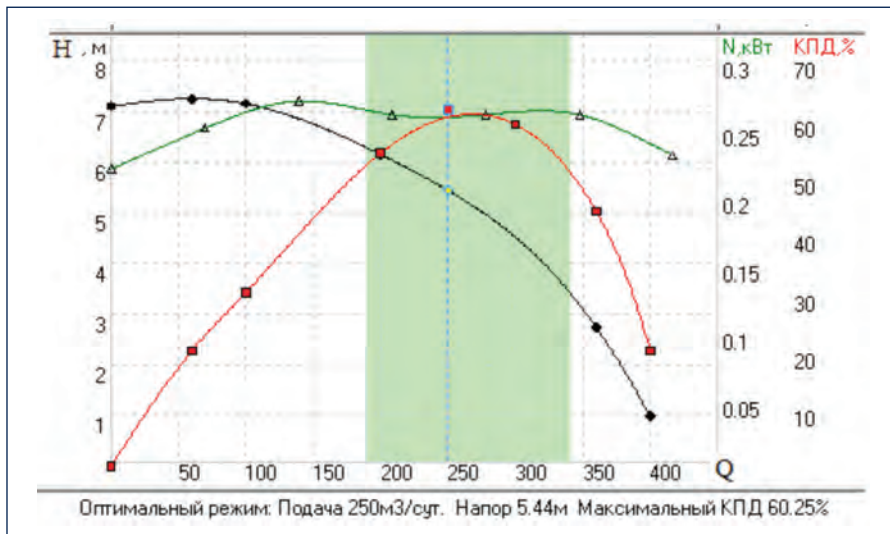


Рис. 2. Типичная характеристика ступени центробежного насоса для добычи нефти (ЭЦН)
Fig. 2. Typical characteristics of the oil production centrifugal pump stage (ECP)

КПД наносят на график и соединяют плавными линиями. Обычно все три кривые наносят на один график с разными масштабами по оси ординат.

Характеристики насоса имеют несколько отличительных точек или областей. Начальная точка характеристики соответствует работе насоса при закрытой задвижке на напорном патрубке ($Q = 0$). Потребляемая мощность (30–45% номинальной) расходуется на механические потери и нагрев воды в насосе. Работа насоса при закрытой задвижке возможна лишь непродолжительное время. Оптимальная точка характеристики соответствует максимальному значению КПД. Так как кривые $\eta - Q$, $N - Q$ и $H - Q$ могут иметь разный характер, то на практике пользуются рабочей областью (частью) характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация. Наиболее часто границы рабочей области характеристики зависят от максимально допустимого снижения КПД.

Насос может эксплуатироваться длительное время не во всем диапазоне характеристики, а только в определенной ее части, называемой рабочей областью, частью или рабочим диапазоном характеристики насоса. Границы рабочего диапазона характеристики насоса устанавливаются производителем насоса для обеспечения той или иной целевой функции, например для заданной долговечности (назначенно-

го ресурса). Режимы работы насоса, находящиеся внутри рабочей области характеристики, носят название рабочих режимов. Основной причиной снижения долговечности насоса на режимах, выходящих за пределы рабочей области характеристики, является появление повышенного уровня вибраций ротора насоса (колеса), имеющих как гидравлическую, так и механическую природу. К причинам механической природы возникновения вибраций можно отнести динамическую неуравновешенность рабочих колес и вала насоса. К причинам гидродинамического характера, которые вызывают появление вибраций в насосе, относят нестационарность потока в проточной части насоса, что вызывает пульсации скоростей и давлений и, следовательно, пульсирующей радиальной силы. В частности, отрывы пограничного слоя от профилей лопастного колеса на недогрузочных (при подачах меньших оптимальной) режимах вызывают рециркуляцию потока в его каналах, которая способствует образованию на входе в лопастное колесо вращающихся и постоянно изменяющихся вихревых зон. Наличие этих вихревых зон вызывает мощные пульсационные явления во всей проточной части насоса и повышенные вибрации подшипниковых опор. Кроме того, рабочий диапазон характеризуется наиболее высокими КПД насоса, что снижает удельное по-

требление энергии на перемещение перекачиваемой жидкости.

При разработке новых ступеней центробежных насосов не всегда удается обеспечить совпадение заданного (номинального) значения подачи насоса с оптимальным режимом. Несмотря на то что российские и зарубежные стандарты (в частности – стандарт Американского нефтяного института API610) требуют, чтобы номинальная подача находилась в диапазоне 80–110% подачи в точке максимального КПД, фирмы-производители ЭЦН не всегда выдерживают это требование. Хотя именно в этом случае насос работает в диапазоне подач с высоким КПД и низким уровнем вибрации, что существенно увеличивает наработку до отказа (рис. 3).

Существенное влияние на работу ступени оказывает осевая сила, которая

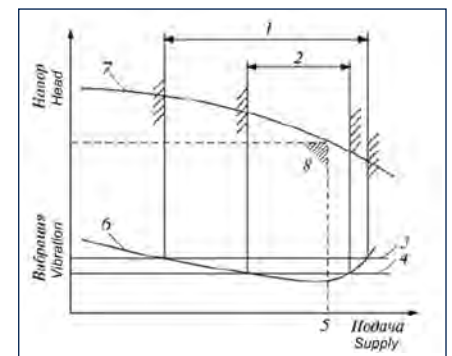


Рис. 3. Связь между подачей и вибрацией (соответствует рисунку 26 десятой редакции стандарта API610):

- 1 – допустимый рабочий диапазон подачи;
- 2 – предпочтительный рабочий диапазон подачи;
- 3 – максимально допустимая предельная вибрация при предельной подаче;
- 4 – основная предельная вибрация;
- 5 – точка максимального КПД;
- 6 – кривая зависимости типичной вибрации от подачи;
- 7 – кривая зависимости напора от подачи;
- 8 – точка оптимального режима (максимального КПД)

Fig. 3. Connection between supply and vibration (corresponds to Fig. 26 of API610 standard, revision 10):

- 1 – admissible operational range of supply;
- 2 – preferred operational range of supply;
- 3 – maximum admissible extreme vibration at extreme supply;
- 4 – main extreme vibration;
- 5 – maximum efficiency point;
- 6 – curve of typical vibration dependence on supply;
- 7 – curve of head dependence on supply;
- 8 – optimal mode point (maximum efficiency)

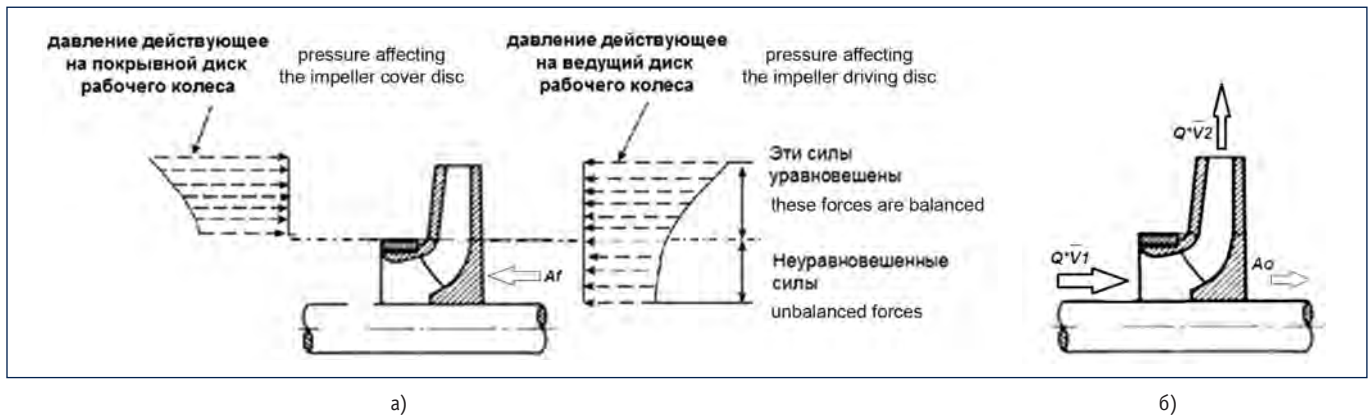


Рис. 4. Осевые силы, действующие на рабочее колесо ЭЦН:

а) осевые силы от перепада давления на диски рабочего колеса (A_f); б) осевые силы от изменения импульса (A_Q)

Fig. 4. Axial forces affecting the ECP impeller:

а) axial forces from pressure differential at the impeller discs (A_f); б) axial forces from impulse change (A_Q)

является, с одной стороны, результатом разности давлений, действующих на передний и задний диски рабочего колеса, а с другой – изменением количества движения (импульса) потока жидкости при повороте этого потока в рабочем колесе ступени (рис. 4). При малых подачах и высоких напорах эта результирующая сила направлена в сторону входа жидкости в рабочее колесо (всасывание ступени). При этом рабочее колесо прижимается опорными шайбами к торцу направляющего аппарата, опорные шайбы играют роль осевого подшипника скольжения и торцевого уплотнения, утечки жидкости через данное уплотнение практически отсутствуют. По мере снижения напора ступени разность сил давления на передний и задний диски колеса снижается, а импульс за счет увеличения количества жидкости и ее скорости возрастает. При этом суммарная осевая нагрузка на рабочее колесо снижается. На режимах, превышающих оптимальную подачу, из-за перехода осевой силы в область отрицательных величин рабочее колесо может всплыть, т.е. переместиться вверх до упора, выполненного в виде верхней осевой опоры, состоящей из опорного бурта на направляющем аппарате, и шайбы, запрессованной в расточку рабочего колеса. Всплытие рабочего колеса приводит к скачкообразным снижениям напора, КПД и резким повышению потребляемой мощности при увеличении подачи. Понятно, что правая граница рабочей области харак-

теристики ступени (насоса) не может располагаться вблизи этой критической величины подачи. Необходимо отметить, что снижение расхода жидкости (подачи насоса), обеспечиваемое за счет дросселирования, приводит к «посадке» рабочего колеса на нижнюю опорную поверхность зачастую при подачах на 25–40% меньших, чем подача, соответствующая всплытию рабочего колеса. Левая граница рабочей области характеристики центробежного насоса должна определяться, как уже было сказано, с одной стороны, величиной

достаточного КПД и, с другой стороны, незначительным увеличением осевой нагрузки на опорные шайбы колеса. Например, при значении подачи менее $0,75 \cdot Q_{\text{онт}}$ рабочая точка достаточно далеко смещена влево от оптимального режима, что приводит к большим нагрузкам на осевую опору, большим потерям на трение, к перегреву всех элементов, начиная от двигателя и заканчивая насосом и их подшипниками. Увеличению температуры способствует как низкий КПД, так и уменьшение охлаждения насосной установки за счет снижения

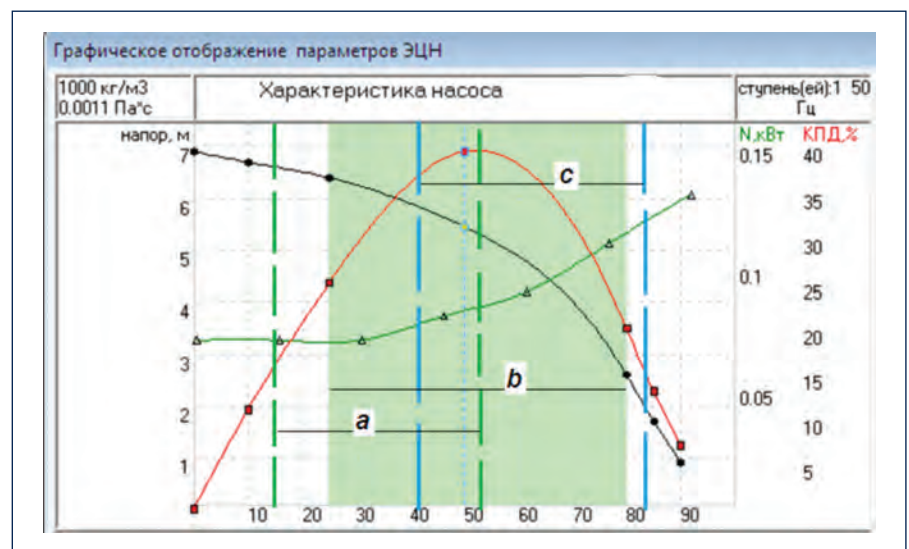


Рис. 5. Характеристики и рабочие области ступеней насосов:

а – ступень с номинальной подачей 35 м³/сут.; б – ступень с номинальной подачей 50 м³/сут.; с – ступень с номинальной подачей 60 м³/сут.

Fig. 5. Features and operational areas of pump stages:

а – stage with rated supply of 35 m³/day; б – stage with rated supply of 50 m³/day; с – stage with rated supply of 60 m³/day

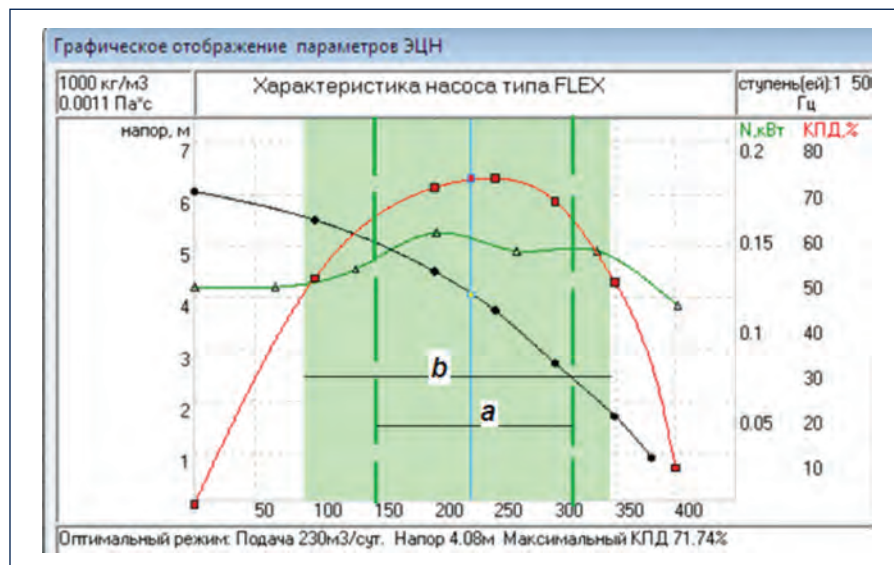


Рис. 6. Характеристика и рабочие области насоса серии FLEX:

a – старая рабочая область характеристики; b – новая рабочая область характеристики

Fig. 6. Features and operational areas of FLEX series pump:

a – «old» operational area of the feature; b – «new» operational area of the feature

расхода перекачиваемой (и, что очень важно, охлаждающей!) жидкости.

Из-за различных объективных (изменение забойного давления, обводненности и вязкости перекачиваемого флюида, содержания свободного газа и т.д.) и субъективных (неточный подбор оборудования и режимов работы) факторов установки центробежных насосов могут продолжительное время работать в зонах, не соответствующих максимальному КПД, приемлемой осевой силы и минимальной вибрации. Такая опасность резко возрастает в случае искусственного расширения рабочей области характеристик ЭЦН или их передвижения вдоль оси «подача насоса». К сожалению, желание обеспечить ком-

мерческий успех своей продукции часто заставляет фирму – производителя оборудования идти на изменение рабочих областей характеристик. На рисунке 5 представлены характеристики трех ступеней ЭЦН.

Как видно из рисунка, ступени различаются только по названию и по рабочей области характеристики, по самим зависимостям (напорно-расходным и энергетическим) видно, что это практически одна и та же ступень. Естественно, что для ступени «35 кубов» работа в рекомендуемой рабочей области будет связана с интенсивным износом опорных шайб колеса и перегревом оборудования (повышенным солеотложением), а для ступени «60 кубов» работа вблизи

правой границы рабочей области может привести к всплыванию рабочего колеса. Аналогичные проблемы могут возникнуть при эксплуатации насосов с так называемой гибкой (flex) характеристикой, в которых фирмы-изготовители просто расширили на 30–50% рабочие области без изменения напорно-расходных и энергетических характеристик (рис. 6).

ВЫВОДЫ

Представляемые фирмами-производителями характеристики насосов должны иметь обоснованные рекомендуемые рабочие области, работа в которых должна обеспечивать максимальные энергоэффективность и наработки до отказа скважинных насосных установок.

Номинальные значения подачи центробежных насосов для добычи нефти должны соответствовать подачам насосов в оптимальных режимах. Отличие номинальных и оптимальных подач не должно отличаться более чем на 10%. Рабочие области и характеристика в целом центробежных насосов должны давать общее представление о выпускаемом насосном оборудовании и позволять получить качественную оценку возможности применения конкретного насоса в определенной области подачи и напора.

Подбор скважинных насосных установок по принципу «энергоэффективный дизайн», обеспечивающий также максимальные наработки оборудования до отказа, необходимо производить таким образом, чтобы отношение $Q/Q_{\text{онт}}$ стремилось к 1,0.

Литература:

1. ГОСТ 6134-2007, ISO 9906-1999 «Насосы динамические. Методы испытаний».
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
3. Яременко О.В. Испытания насосов: справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1976.
4. Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А., Каштанов В.С., Пекин С.С. Скважинные насосные установки для добычи нефти. – М: ГУП «Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, 2002. – 824 с.: ил.

References:

1. GOST 6134-2007, ISO 9906-1999 «Nasosy dinamicheskie. Metody ispytaniy» [«Continuous flow pumps. Test methods»].
2. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. *Gidravlika, gidravlicheskie mashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1982. 424 pp.
3. Yaremenko O.V. *Ispytaniya nasosov: spravochnoe posobie* [Pump tests: Reference Book]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1976.
4. Ivanovskiy V.N., Darishchev V.I., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Pekin S.S. *Skvazhinnye nasosnye ustanovki dlja dobychi nefi* [Oil well pumping units for oil production]. M: Neft i Gaz Publishing House SUE, Gubkin Russian State University of Oil and Gas, 2002. 824 pp.: ill.