

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ АКТИВАЦИИ ЖИДКОСТЕЙ

В статье предложена методика анализа энергетических характеристик роторных гидродинамических активаторов, которая позволяет на стадии предварительного выбора устройств по данным рекламных проспектов и статей определить их ориентировочную эффективность, проанализированы однотипные конструкции гидродинамических устройств по энергоемкости гидродинамического воздействия на рабочую среду. В качестве примера выполнена сравнительная оценка распределения затрат энергии в насосах, предназначенных для перекачивания жидкой среды, и в роторно-пульсационных аппаратах (РПА), используемых для гидродинамической активации. При определении эффективности РПА рассматривается количество энергии, затрачиваемое непосредственно на гидродинамическое и кавитационное воздействие на продукт.

Ключевые слова: центробежный насос, мощность, роторный аппарат, активация, гидродинамическое воздействие, удельная энергия.

Введение. Использование различных гидродинамических установок для активации рабочих жидкостей позволяет изменять физико-химические свойства обрабатываемого продукта, обеспечивает повышение производительности технологических процессов и снижение энергозатрат на выполнение работ. В настоящее время большое количество исследовательских работ посвящено обоснованию способов энергетического воздействия на гетерогенную рабочую среду, разработано большое число аппаратов различного типа, приводятся обоснование конструкций и предлагаются различные методики оценки их эффективности [1,2].

Однако в подавляющем большинстве случаев не представляется возможным аналитически описать процессы внутренних преобразований в продукте, происходящих при активации. Поэтому при исследованиях рассматриваются только параметры внешнего воздействия (давление, скорости, температуры и их градиенты). Продолжает оставаться проблематичным выбор оптимальных типов и конструкций аппаратов для конкретных условий производства, поскольку разработанные методики позволяют делать выбор только из аппаратов определенного типа или конструкции.

Анализ основных достижений и литературы.

В роторных гидродинамических активаторах (РГДА) энергия, получаемая потоком жидкости при вращении элементов рабочей зоны, кроме создания определенного напора на выходе, расходуется на изменение физико-химического состояния рабочей среды и переходит в диссипативную. При определении эффективности устройств и технологий такого вида активации важным моментом является анализ затрат энергии в этих аппаратах, на основании которого можно

оценить интенсивность воздействия на продукт в рабочей зоне [3].

Цель исследования, постановка задачи. Целью работы является разработка критериев оценки энергетического воздействия в рабочей зоне установки роторного гидродинамического активатора, которые бы позволяли на этапе предварительного анализа определить эффективность их использования в проектируемом или в уже реализуемом технологическом процессе. С этой целью выполнен анализ однотипных конструкций гидродинамических устройств по энергоемкости гидродинамического воздействия на рабочую среду.

Материалы исследований. Поскольку по характеру работы аналогичными устройствами являются центробежные насосы, вначале, рассмотрим методику анализа их энергетических характеристик, и покажем отличие в подходах к оценке эффективности насосов и роторно-кавитационных аппаратов.

Задачей насоса является создание потока жидкости, поэтому основным показателем будет полезная (гидравлическая) мощность $N_z = Q \cdot P$, которая определяется по расходу Q и давлению P , развиваемому насосом.

Отношение полезной мощности (N_z) к подводимой (N_{II}) является общим КПД насоса

$$\eta_{общ} = \frac{N_z}{N_n} \quad (1)$$

а разность $N_n - N_z = N_{ном}$ называют потерями мощности в насосе, которые включают в себя объемные ($N_{об}$), механические ($N_{мех}$) и гидравлические ($N_{гн}$).

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы [4], показанной на рисунке 1.

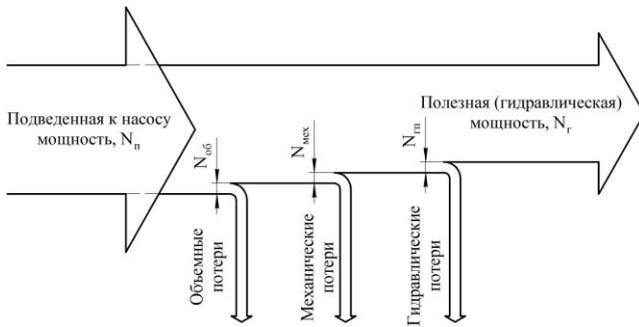


Рис. 1 – Баланс мощности насоса

Для оценки энергоемкости процессов, происходящих в насосе можно воспользоваться такими критериями, как общие удельные затраты энергии в аппарате (W_H) и удельными затратами на потери в насосе (ΔW_H)

$$W_H = \frac{N_{II}}{Q} \left(\frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{м}^3} \right) \quad (2)$$

где Q – производительность насоса $\text{л}^3/\text{мин}$.

При этом удельные затраты энергии на потери можно определить как

$$\Delta W_H = \frac{N_{\text{пот}}}{Q} \quad (3)$$

где $N_{\text{пот}} = N_{\text{об}} + N_{\text{мех}} + N_{\text{гп}}$. (4)

Коэффициент потерь энергии в насосе определяется зависимостью

$$K_H = \frac{\Delta W_H}{W_H} \quad (5)$$

В настоящее время наряду с выпуском центробежных насосов ряд предприятий изготавливает оборудование для кавитационного и другого механического воздействия на жидкий рабочий продукт. В частности завод насосного оборудования (г. Москва, Россия) кроме серии насосов предлагает потребителям ряд роторно-пульсационных аппаратов (РПА) с разной мощностью установленного электродвигателя. На базе опубликованных характеристик выполним сравнительный анализ насоса и РПА с одинаковыми приводами.

В насосе (ОНЦ 1М 25/32) с мощностью электродвигателя 5,5 кВт и частотой вращения 2900 мин⁻¹ заводом рекомендуется работать в интервале давлений от 0,28 до 0,34 МПа. При этом увеличение сопротивления на выходе приводит к уменьшению расхода от 32,5 до 17,5 м³/час. Затраты мощности N в этом диапазоне снижаются от 4,1 до 3,0 кВт. Если рассчитать полезную (гидравлическую) мощность N_g по справочным данным, то она также уменьшается от 3,7 до 1,46 кВт (Рис. 2).

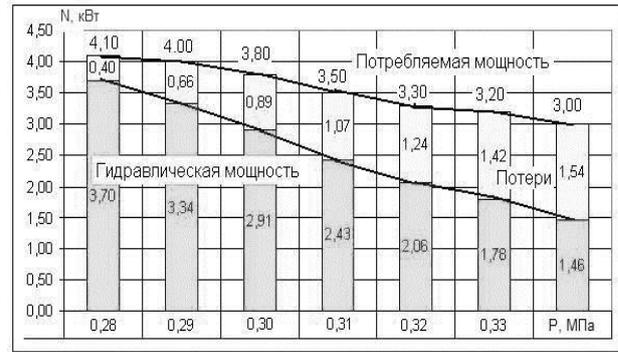


Рис. 2 – Затраты мощности в насосе

Далее, пользуясь справочными данными завода, можно рассчитать удельные затраты энергии при работе насоса W_i (по формуле 2), удельные затраты энергии на суммарные потери в насосе ΔW (по формуле 3) и коэффициент потерь энергии в насосе K_H (по формуле 4). Результаты расчетов представлены на графиках (Рис. 3).

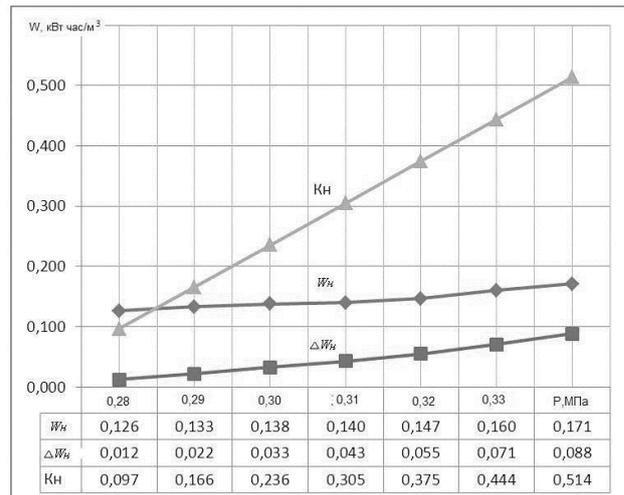


Рис. 3 – Энергетические показатели насоса

Из графиков видно, что увеличение давления на выходе насоса в рассматриваемом диапазоне приводит к возрастанию удельной потребляемой энергии от 0,126 до 0,171 кВт час/м³ и увеличению потерь энергии от 0,012 до 0,088 кВт час/м³. При этом коэффициент потерь энергии в насосе увеличивается от 0,097 до 0,514.

В приводах роторных гидродинамических акти- ваторах (РГДА), как и в насосах, электроэнергия преобразуется во вращательное движение вала, через который передается исполнительным органам машины. Однако в связи с другим назначением РГДА при оценке эффективности этих установок рассматривается количество энергии, затрачиваемое на гидродинамическое и кавитационное воздействие на продукт. На наш взгляд, при анализе энергетических характеристик РГДА следует отдельно учитывать потери в самом электродвигателе ($N_{\text{в}}$) и механические потери в

установке ($N_{\text{мн}}$). При этом потери мощности на холостом ходу ($N_{\text{хх}}$) будут

$$N_{\text{хх}} = N_{\text{пз}} + N_{\text{мп}} \quad (6)$$

На практике мощность холостого хода можно определить при работе установки без заполнения продуктом.

Мощность, вводимая в рабочую зону, или эффективная мощность, определяется, как

$$N_{\text{ýò}} = N_{\text{í}} - N_{\text{òò}} \quad (7)$$

В РГДА внутренние потери $N_{\text{вн}}$ включают в себя затраты мощности на преодоление сопротивления вращению ротора на торцах $N_{\text{тор}}$, периферии $N_{\text{пер}}$ и потери мощности на возвратные потоки в рабочей зоне $N_{\text{вп}}$.

$$N_{\text{áí}} = N_{\text{òíò}} + N_{\text{íòò}} + N_{\text{áí}} \quad (8)$$

В общем случае затраты мощности для роторных гидродинамических активаторов определяются как [3]:

$$N_{\text{í}} = (N_{\text{ýý}} + N_{\text{íí}}) + N_{\text{áí}} + N_{\text{а}} + N_{\text{а}} = N_{\text{òò}} + N_{\text{áí}} + N_{\text{а}} + N_{\text{а}} \quad (9)$$

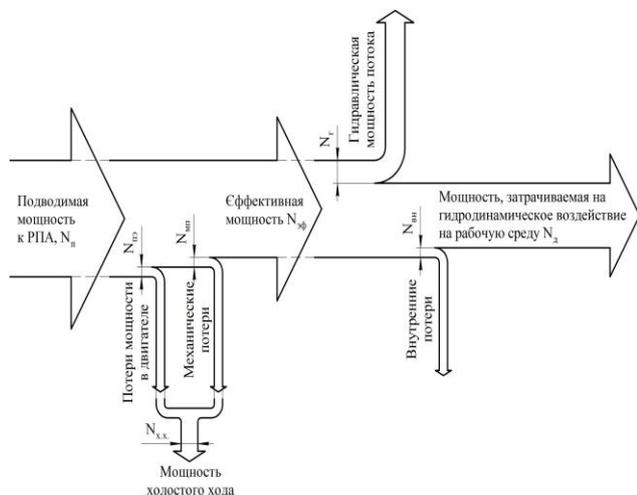


Рис. 4 – Баланс мощности гидродинамического активатора

При этом мощность $N_{\text{ò}}$, затрачиваемая на гидродинамическое воздействие (изменение величин, направлений и градиентов скоростей, изменение давлений в потоке, гидроудары и кавитацию) переходит в диссипативную мощность и мощность, затрачиваемую на изменение физико-химического состояния продукта.

В этом случае удельную энергию, затрачиваемую на гидродинамическое воздействие можно определить [3] как

$$W_{\text{ГД}} = \frac{N_{\text{ò}}}{Q} \quad (10)$$

Обычно в проспектах, справочниках и в литературе приводятся такие данные, как характеристика роторной машины в виде зависимости потребляемой мощности от производительности. В этом случае невозможно определить все составляющие при распределении энергии в аппарате.

Для ориентировочной оценки энергоемкости процессов можно воспользоваться такими критериями, как общие удельные затраты энергии в аппарате ($W_{\text{П}}$)

$$W_{\text{П}} = \frac{N_{\text{П}}}{Q} \quad (11)$$

где Q – производительность насоса $i^3 / \pm \Delta \tilde{\eta}$.

Поскольку в активаторах выходным параметром являются энергозатраты в процессы гидродинамического воздействия на рабочие жидкости, то мощность воздействия ΔN_B на рабочую среду определим как

$$\Delta N_B = (N_{\text{ò}} + N_{\text{ВН}}) = N_{\text{П}} - N_{\text{э}} \quad (13)$$

Тогда удельная энергия, затрачиваемая на гидродинамическое воздействие (включая потери) будет

$$\Delta W_B = \frac{\Delta N_B}{Q} \quad (14)$$

Коэффициент затрат энергии на процессы гидродинамического воздействия определяется зависимостью

$$K_B = \frac{\Delta W_B}{W_{\text{П}}} \quad (15)$$

Анализ энергетических характеристик выполним на примере роторно-пульсационной установки типа РПА-5 с мощностью электродвигателя 5,5 кВт и частотой вращения 2900 мин⁻¹. В таких установках при вращении ротора, его каналы периодически совмещаются с каналами статора. Скорость потока жидкости в канале статора является переменной величиной. При распространении в канале статора импульса избыточного давления, вслед за ним возникает кратковременный импульс пониженного давления, инерционные силы создают растягивающие напряжения в жидкости, что вызывает кавитацию и другие эффекты воздействия на жидкость.

В предлагаемом изготовителями рабочем интервале изменение давления от 0,072 до 0,162 МПа приводит к уменьшению расхода от 6,5 до 2,1 м³/час (Рис. 5).



Рис. 5 – Затраты мощности в РПА-5

При этом потребляемая мощность уменьшается от 2,75 до 2,10 кВт, а гидравлическая изменяется от 0,5 до 0,12 кВт. К сожалению, приведенные справочные данные не позволяют определить все составляющие энергозатрат в РПА.

Далее, пользуясь справочными данными завода и предложенной выше методикой можно рассмотреть удельные затраты энергии при работе РПА.

Результаты расчетов по формулам 11,13, 14 представлены на графиках (Рис. 6)

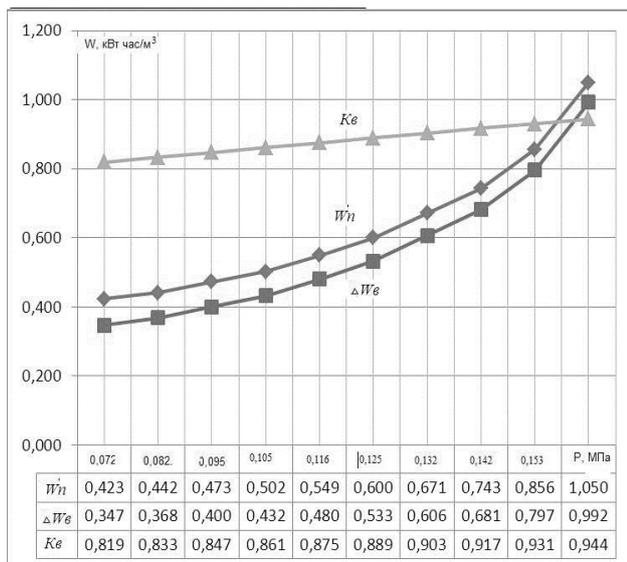


Рис. 6 – Энергетические показатели РПА-5

Из приведенных графиков видно, что с увеличением давления на выходе РПА-5 в указанном диапазоне увеличиваются и удельная энергия потребляемая установкой W_n от 0,423 до 1,05 кВт·час/м³ и удельная энергия гидродинамического воздействия ΔW_v от 0,347 до 0,992 кВт·час/м³. Коэффициент затрат энергии на процессы гидродинамического воздействия возрастает от 0,819 до 0,944.

Фесенко Анатолий Владимирович – канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»; тел.: (057)-720-66-25.

Результаты исследований. Сравнительный анализ насоса и гидродинамической установки РПА-5 показывает, что удельная мощность на гидродинамическую обработку с учетом потерь в РПА-5 значительно выше, чем удельная мощность на потери в насосе ОНЦ 1М 25/32. Это и является отличительной особенностью энергопотребления роторных гидродинамических активирующих устройств.

Выполняя оценку различных РГДА по энергоемкости гидродинамического воздействия в рабочей зоне можно определить эффективность их использования в проектируемом или в уже реализуемом технологическом процессе.

Выводы.

Предложенная методика анализа энергетических характеристик роторных гидродинамических активаторов позволяет на стадии предварительного выбора устройств по данным рекламных проспектов и статей ориентировочно определить эффективность гидродинамического и кавитационного воздействия на рабочую жидкость.

Список литературы: 1. Использование кавитации в технологических процессах / И.М. Федоткин, А.Ф. Немчин // – Киев: Вища школа, 1984. – 68 с. 2. Промптов М.А. Пульсационные аппараты роторного типа: теория и практика: монография / М.А. Промптов // – М.: Машиностроение-1, 2001. – 260 с. 3. Фесенко А.В., Любимый Ю.Н. Сравнительный анализ гидродинамических установок для диспергирования, гомогенизации и нагрева жидкости / А.В. Фесенко Ю.Н. Любимый / Вісник Сумського державного Університету. Серія: Технічні науки. – Суми: СДУ. – 2009. – №4. – С. 103-109. 4. Кононов А.А., Кобзов Д.Ю., Кулаков Ю.Н., Ермашонок С.М. Основы гидравлики. / А.А. Кононов, Д.Ю. Кобзов, Ю.Н. Кулаков, С.М. Ермашонок // Курс лекций – Братск: ГОУВПО «БрГТУ», 2004. – С. 92. 5. Фесенко А.В. Методика оценки параметров кавитационной обработки СОЖ / А.В. Фесенко // Вестник национального технического университета «ХПИ»: Технологии в машиностроении. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – №1. – С. 14-18.

Bibliography (transliterated): 1. The Fedotkin I. M., Nemchin, A. F. *The Use of cavitation in technological processes.* - Kiev: high school, 1984. - 68 p. Print 2. Prompt M. A. *Rotary pulsation apparatus of the type: theory and practice: monograph.* - Moscow: mechanical engineering 1, 2001. - 260 p. Print 3. Fesenko, A. V., Lybimuy Y.N. *Comparative analysis of hydrodynamic systems for dispersing, homogenizing and heating the liquid* / Bulletin Utilities state University. Series: Techno science. - Sumi: SDU. - 2009. - No. 4, pp. 103-109. Print 4. Kononov A., Kobzov D. Y., Fists J. N., Ermachonok S. M. *fundamentals of hydraulics. A course of lectures.* - Bratsk: VPO "BGTU", 2004. – 92 p. 5. Fesenko, A. V. *Methods of estimating the parameters of cavitation treatment of the coolant.* - Bulletin of national technical University "NPI": engineering Technologies. - Kharkov: NTU "KhPI". - 2008. - No 1. - pp. 14-18.

Поступила (received) 30.03.2015