

КАК СБЕРЕЧЬ ЭНЕРГИЮ ЗА СЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ВЫБОРА НАСОСА



Йенс-Уве Фогель,
Генеральный директор
VSX – VOGEL
SOFTWARE GmbH

На страницах журнала уже рассказывалось о программной системе *Spraix 4 Pumps*, позволяющей автоматизировать оптимальный подбор насосного оборудования, и ее интеграции с программой «Гидросистема» (см. Л. Корельштейн, «Программа «Гидросистема»+*Spraix 4 Pumps*. Комплекс программ и услуг создания баз данных и эффективного выбора насосов для изготовителей и проектных подразделений». *Насосы и оборудование*, № 6, 2014, а также Л. Корельштейн, «Программы «Гидросистема» и *Spraix 4 Pumps* теперь работают вместе!», *Насосы и оборудование*, № 2–3, 2015).

Предлагаем Вашему вниманию методическую статью руководителя компании – разработчика системы *Spraix*, специально посвященную различным аспектам оптимального подбора насосного оборудования.

Энергосбережение в высшей степени зависит от правильного выбора насоса и его параметров. В статье подробно разъясняется, каким образом можно добиться значительного сбережения энергии за счет эффективного использования программного обеспечения (ПО) для выбора насосов. Объясняются различные методы расчета кривой производительности (КПД) и их влияние на расчет потребления энергии для конкретных типов насосов. Кроме того, представлены потенциальные возможности экономии за счет правильного определения требуемой рабочей точки насоса. Программные решения *Spraix*, о которых идет речь, хорошо известны в насосной промышленности и применяются как крупными мировыми производителями и пользователями, так и малыми и средними компаниями.

Общие положения

Введение

Одним из самых больших вызовов нашей эпохи является энергетический баланс в мире. С одной стороны, прилагаются огромные усилия, чтобы генерировать «экологически чистую энергию» из возобновляемых источников. Однако следует помнить, что самая экологически чистая энергия – это не потраченная (сэкономленная) энергия. Поэтому принимаются разнообразные меры по сокращению энергопотребления.

Постоянно растущие энергетические затраты повышают требования к производителям насосов по внедрению энергетически эффективных решений для перекачки продуктов. Помимо гидравлической оптимизации установок, для достижения этой цели был инициирован и ряд новых разработок в области высокоэффективных электрических приводов и мощных систем управления. Часто недооценивается и такой важный фактор, как экономия, которая может быть достигнута за счет грамотного проектирования трубопроводов и правильного выбора рабочих точек насосов.

Мировое потребление электроэнергии насосами

Насосные системы потребляют почти 20 % всей производимой в мире электроэнергии, причем, эта цифра возрастает до 25 – 50 % общего энергопотребления в отдельных промышленных отраслях [3]. Насосы применяются во многих различных сферах, таких, как:

- муниципальные сети, бытовые насосы, передача воды для сельскохозяйственных и промышленных нужд, включая ОиВ и ВиК;
- очистка сточных вод;
- промышленная и технологическая отрасли, в том числе химическая, нефтехимическая, фармацевтическая, целлюлозно – бумажная и пищевая.

При проведении маркетинговых исследований компании ожидают, что спрос на насосы будет возрастать примерно на 5 % ежегодно в течение ближайших нескольких лет, в основном за счет роста потребности в чистой воде. Это означает, что огромное количество насосов потребуется для установки в новые системы, а также для замены существующих насосов. При условии, что немалая часть электроэнергии потребляется насосами, представляется отличный шанс снизить мировое потребление энергии. Чтобы использовать такой шанс наилучшим образом, необходимо просчитать разные варианты экономии энергопотребления.

Расходы на эксплуатацию

Анализируя общую стоимость насоса, включающую покупку, монтаж, эксплуатацию и техническое обслуживание, а также расходы на утилизацию, можно прийти к выводу, что в большинстве случаев основная часть затрат приходится на эксплуатационные расходы. Согласно исследованиям Института гидравлики (Hydraulic Institute, США) и Europump, можно

экономить от 30 % до 50 % потребляемой насосными системами энергии за счет изменений, внесенных в оборудование или систему управления ([3]).

Приведенные выше цифры подчеркивают огромный потенциал экономии энергии и денежных средств за счет оптимального применения соответствующего насосного оборудования.

Расчет рабочих точек

Требования к потребляемой мощности

Приведенный ниже пример расчета позволяет наглядно продемонстрировать потенциал экономии: рабочая точка насоса, как правило, определяется на основе требуемого расхода и соответствующего давления. Последнее обычно указывается как давление напора. Для турбулентного течения ньютоновской жидкости соотношение между потерями давления и расходом представляет собой квадратичную зависимость. Если допустить в нашем примере замкнутую трубопроводную систему со статическим перепадом давления, равным нулю, то напор насоса должен компенсировать потери давления, и будет применима следующая формула:

$H \sim Q^2$, где H – напор насоса, Q – объемный расход.

Формула 1: Зависимость от давления напора и расхода в замкнутых трубопроводных системах

Потребляемая мощность центробежного насоса определяется как:

$$P_1 = \frac{QH\rho g}{\eta_{tot}}$$

где P_1 – потребляемая мощность, ρ – плотность перекачиваемой среды, g – ускорение свободного падения, η_{tot} – полный КПД насоса.

Формула 2: потребляемая мощность центробежного насоса

Формула 2 (вместе с формулой 1) показывает, что потребляемая мощность пропорциональна величине объемного расхода в 3-й степени. Иными словами, увеличение объемного расхода на 5 % приводит к росту энергопотребления более чем на 15 % (при постоянной производительности). Увеличение объемного расхода на 10 % приводит к росту энергопотребления более чем на 30 %.

Вместе с тем влияние объемного расхода на выполнение задачи, для которой предназначен насос, в высшей степени зависит от сферы его применения. Так, для системы отопления достаточно лишь половины объемного расхода, чтобы обеспечить более 80 % мощности нагрева. В то же время установка малоразмерного насоса недостаточной производительности в канализационную или технологическую систему может привести к фатальным последствиям.

Насосы избыточной производительности

Как показано выше, есть необходимость выполнять как можно более точный гидравлический расчет трубопроводной системы. При этом довольно часто в консервативной инженерно-технической практике принято делать поправку на т. н. «коэффициент запаса», что приводит к мон-

тажу негабаритных насосов избыточной производительности. Следствием этого являются не только излишние затраты электроэнергии и увеличение расходов на техническое обслуживание, но и такие нежелательные эффекты, как чрезмерная шумность, необходимость регулировки подачи (дросселирование), установка байпаса или прерывистая работа насоса, а также повышенный износ его компонентов ([3]).

Основой эффективной работы новых систем является правильный гидравлический расчет. Для уже действующих насосных систем также доступен ряд мер, которые можно использовать для регулировки производительности (КПД).

Оптимизация кривой производительности (КПД)

Существует ряд вариантов регулировки производительности (КПД) насоса с целью оптимизации параметров его работы для требуемой рабочей точки. Эти варианты могут различаться в зависимости от типа насоса, а также конструктивных и экономических ограничений. Ниже приведены наиболее распространенные методы:

- подрезка рабочего колеса (лопастей);
- изменение угла поворота лопастей для осевых (пропеллерных) насосов;
- регулирование подачи дросселированием, например, через диафрагму;
- установка байпаса;
- регулировка скорости (числа оборотов), в основном для частотно-регулируемого привода (ЧРП).

В большинстве случаев доступны несколько возможных методов. Однако пользователи не всегда выбирают лучший из них.

Ситуация еще более усложнится, если мы возьмем многоступенчатые насосы, которые могут быть использованы с разным количеством ступеней, или в случае применения сразу нескольких насосов одинаковых или различных типов. Последнее выходит за рамки данной статьи и требует отдельного рассмотрения.

Ниже приводятся описания разных методов, в первую очередь, с точки зрения энергосбережения. Исходя из них, можно попытаться найти оптимальное решение.

Подрезка рабочего колеса

Подрезка приводит к уменьшению диаметра рабочего колеса (крыльчатки), с целью обеспечить требуемую рабочую точку. Главная цель – снижение энергопотребления насоса. КПД насоса обычно представляется в виде кривых равного КПД, как показано на диаграмме $Q - H$ (например, рис. 1 и 2).

В большинстве случаев потребляемая мощность насоса будет уменьшаться вместе с уменьшением диаметра рабочего колеса.

Однако при этом возникают двусторонние эффекты, которые необходимо принимать в расчет:

1. В большинстве случаев наивысший КПД достигается при максимальном диаметре рабочего колеса. Это означает, что насос с

уменьшенным диаметром рабочего колеса становится менее эффективным.

- Если гидравлическая характеристика трубопровода имеет почти плоскую форму ввиду высоких гидростатических потерь в трубопроводе, рабочая точка будет двигаться вдоль нее, сильно отклоняясь от параболы подобных режимов (на которой КПД примерно постоянен). Это может привести как к увеличению, так и снижению КПД, в зависимости от расположения рабочей точки по отношению к точке оптимального КПД для рабочего колеса максимального диаметра. Подобный эффект, известный как движение рабочей точки, наглядно продемонстрирован на следующих двух рисунках:

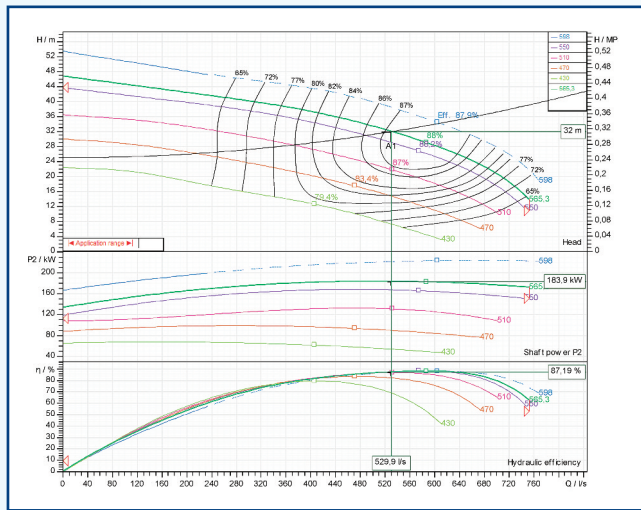


Рис. 1. Пример 1 подрезки рабочего колеса

Рис.1 показывает, что КПД рабочего колеса уменьшенного диаметра (87,2 %) меньше, чем у рабочего колеса максимального диаметра (87,9 %).

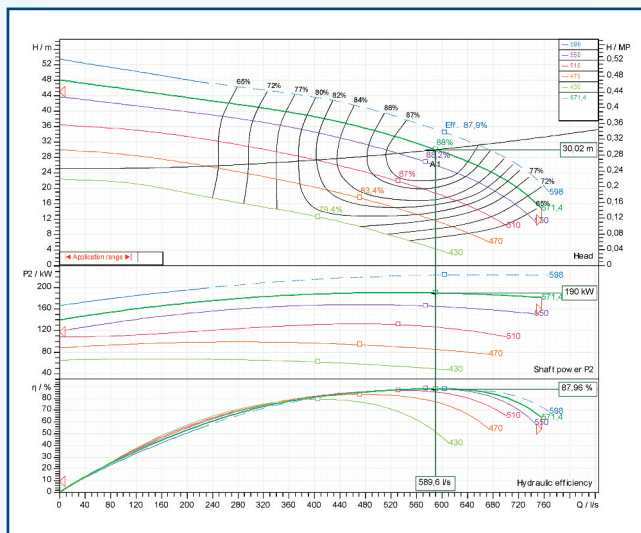


Рис. 2. Пример 2 подрезки рабочего колеса

На **рис. 2** ситуация противоположная. Рабочая точка для рабочего колеса максимального

диаметра будет иметь КПД 87 %, в то время как для подрезанного колеса показатель составляет 88 %.

В обоих примерах энергопотребление насоса с подрезанным рабочим колесом ниже, чем с колесом максимального диаметра. Однако в подобных случаях, в первую очередь, следует исходить из сферы применения конкретного насоса, учитывать возможность непостоянной работы (в прерывистом режиме), а также использовать альтернативные методы оптимизации на фоне возможных изменений КПД.

Изменение (адаптация) угла поворота лопастей для осевых (пропеллерных) насосов

В целом существует два разных способа адаптации угла лопастей для осевых насосов. Первый способ предусматривает возможность фиксированной регулировки угла поворота лопастей для достижения определенной рабочей точки. С другой стороны, в некоторых конструкциях лопасти вращаются в ступице насоса ([2]). В то время как первый способ сравним с подрезкой рабочего колеса центробежных насосов, второй способ допускает динамическую регулировку для изменяемых условий эксплуатации.

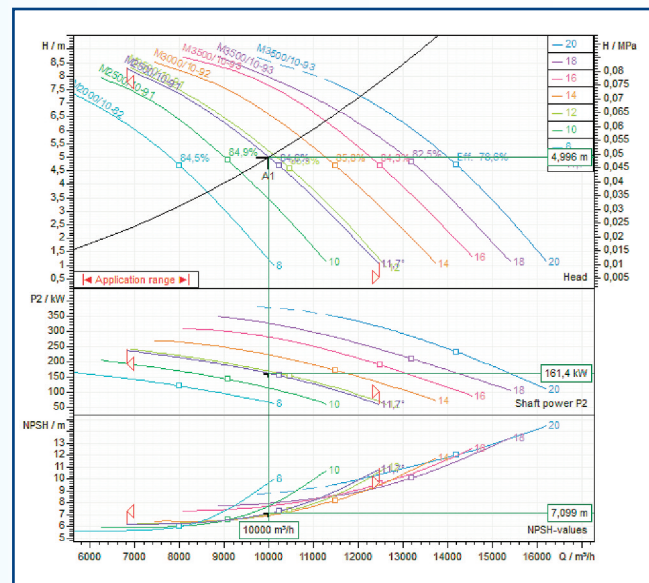


Рис. 3. Кривые осевого (пропеллерного) насоса в зависимости от угла поворота лопастей

Дросселирование

Главная идея дросселирования состоит в увеличении местных потерь в трубопроводной системе с целью доведения кривой характеристик насоса до требуемой рабочей точки. Даже с учетом того, что энергопотребление «задресселированной» (частично перекрытой) рабочей точки может быть ниже, чем энергопотребление на нерегулируемой кривой, дополнительные местные потери всегда приводят к падению КПД. Таким образом, дросселирование должно оставаться редко используемым методом. Его целесообразно применять для насосов с неустойчивой кривой Q – H, когда необходимо исключить режим помпажа.



Перепуск (байпасирование)

При байпасном регулировании (перепуске) часть нагнетаемого насосом потока будет возвращаться обратно на сторону всасывания. Это увеличивает расход продукта через насос при постоянном напоре. Таким образом, поток через байпас приведет к потере энергии, которая почти полностью передается в виде тепловой энергии в перекачиваемый насосом продукт ([5]).

Байпасное регулирование обычно используется в двух случаях:

- для получения минимально необходимого расхода;
- для смещения вправо рабочей точки в случае падения кривой мощности с ростом подачи, что характерно для осевых (пропеллерных) насосов.

Регулировка скорости вращения (числа оборотов)

Регулировка числа оборотов является, вероятно, наиболее распространенным методом оптимизации кривых производительности для заданной рабочей точки. Как правило, для управления числом оборотов электродвигателя и вала насоса используются частотно – регулируемые приводы (ЧРП).

Как следует из законов подобия, в идеальной системе КПД будет оставаться величиной постоянной, независимо от регулировки скорости. Тем не менее, при более пристальном рассмотрении системы можно обнаружить некоторые оказывающие влияние важные факторы:

1. Закон подобия идеально действует лишь для идеального, несжимаемого, бескавитационного продукта ([1]). В частности, допущение о продукте, текущем без гидравлических потерь, фактически не обосновано. Это означает, что гидравлический КПД будет снижаться с уменьшением числа оборотов.
2. Второе условие уже обсуждалось для случая подрезки рабочего колеса: чем выше статический перепад давлений в трубопроводе, тем больше гидравлическая характеристика трубопровода отклоняется от параболы подобных режимов. Это может как повысить, так и понизить КПД, в зависимости от расположения рабочей точки относительно точки оптимального КПД для рабочего колеса максимального диаметра.
3. Более того, следует принимать во внимание КПД самого частотно – регулируемого привода (ЧРП), особенно если он регулирует число оборотов в сторону уменьшения, до малого процента полного рабочего числа оборотов.
4. КПД электродвигателя уменьшится, если нагрузка упадет ниже номинальной мощности.

Говоря о КПД ЧРП, важным фактором представляется малая номинальная мощность. Согласно [6], КПД падает ниже 10 %, если ЧРП мощностью 0,7 кВт работает лишь на 25 % от номинальной скорости.

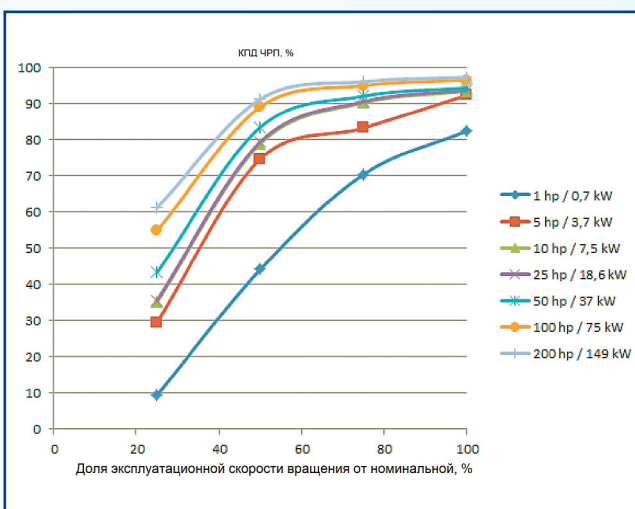


Рис. 4. КПД ЧРП как функция эксплуатационной скорости по отношению к номинальной скорости; источник: [6]. Следует также обратить внимание на КПД электродвигателя

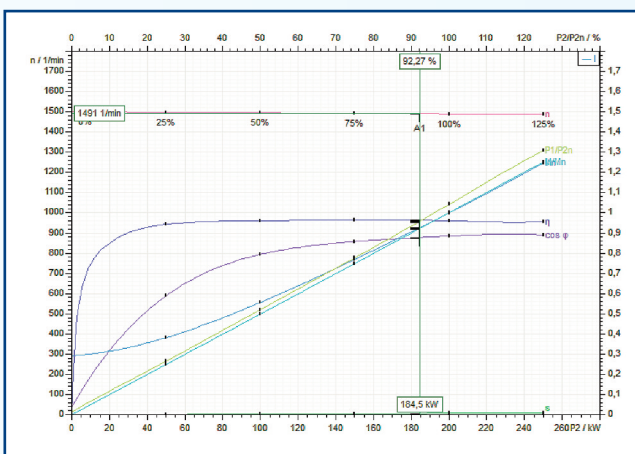


Рис. 5. Кривые рабочих режимов электродвигателя (200 кВт, 400 В, 3~)

В приведенном выше примере показано, что значительное уменьшение КПД электродвигателя следует учитывать, если нагрузка упадет ниже 25 % от номинальной мощности. В зависимости от типа электродвигателя, эта кривая может немного отличаться; таким образом, правильным решением было бы опираться на фактические значения.

Особые рекомендации для многоступенчатых насосов

Для многоступенчатых насосов имеется дополнительная степень свободы за счет числа ступеней. В большинстве случаев рабочая точка может быть достигнута с различным числом ступеней за счет использования разных скоростей или диаметров рабочих колес. Если для каждой ступени допускаются разные диаметры рабочих колес, один лишь метод подрезки предлагает много дополнительных вариантов.

В любом случае целесообразно учитывать такие разные решения. При выборе оптимального числа ступеней и конфигурации многоступенча-

того насоса следует принимать во внимание и потребление энергии, и общие требования к системе (в том числе требуемый кавитационный запас).

Ограничительные условия

Как было показано выше, некоторые методы регулирования могут привести к значительному сокращению потребления энергии. Тем не менее, важно учитывать не только энергетическую составляющую, но и общие требования для конкретной сферы применения насоса. Разные методы настройки и регулирования дают возможность сдвинуть рабочие точки, и, следовательно, изменить скорость течения и расход продукта в трубопроводе. Прежде чем принимать решение об использовании конкретного метода, нужно учесть все требования, характерные для сферы применения насоса. Например:

- Низкие скорости могут привести к закупорке системы трубопроводов. В частности, это может произойти при транспортировке продуктов, содержащих твердые частицы, например, сточных вод.
- В случае высокого статического перепада в трубопроводе сокращение напора может привести к рабочей точке, близкой к работе на закрытую задвижку [4].

- При использовании частотно – регулируемых приводов следует учитывать такую проблему, как качество электропитания. Гармонические колебания при питании от инвертора могут привести к тому, что обмотки двигателя будут работать при более высоких температурах, что ускорит износ изоляции ([4]). Таким образом, необходимо убедиться в том, что электромотор подходит для применения в качестве ЧРП при заданных условиях.
- В некоторых случаях ЧРП может оказывать влияние на срок службы подшипников электромоторов за счет создаваемых в них малых напряжений ([4]).
- Регулировки могут оказать влияние на кавитационный запас. Таким образом, целесообразно учитывать и риск кавитации.

Сравнение методов регулировки

При рассмотрении различных решений следует учитывать, что непостоянная работа (в прерывистом режиме), дросселирование и байпасирование приводят к энергетическим потерям.

Следовательно, такие методы можно применять лишь в особых условиях. В некоторых случаях их целесообразно использовать, например,

Таблица 1

	Оптимизация одной рабочей точки	Оптимизация нескольких рабочих точек	КПД	Комментарии
Функционирование в прерывистом режиме	X	X	Гидравлические потери будут увеличиваться пропорционально квадрату расхода	Только для отдельных задач
Подрезка рабочего колеса	X	–	Небольшие потери производительности в предпочтительных условиях эксплуатации	Следует учитывать движение рабочей точки
Изменение угла лопастей для осевых (пропеллерных) насосов	X	Зависит от конструкции; только если лопасти вращаются в ступице насоса	Небольшие потери производительности в предпочтительных условиях эксплуатации	Следует учитывать движение рабочей точки
Регулировка скорости вращения (числа оборотов) ЧРП	X	X	Небольшие потери производительности в предпочтительных условиях эксплуатации	Следует учитывать движение рабочей точки, кривые рабочих режимов электромотора, КПД ЧРП
Дросселирование	X	Зависит от регулировки подачи	Добавочные местные потери со снижением КПД	Потеря энергии
Байпас (перепуск)	X	За счет регулировки подачи в линию байпаса	Поток через байпас снижает КПД	Потеря энергии



при наличии ограничений, связанных с минимальным потоком, напором на закрытую задвижку или кавитационным запасом.

Регулировка числа оборотов при использовании ЧРП представляется подходящим решением для большинства задач. Однако чтобы сделать правильный выбор, необходимо учитывать движение рабочей точки, производительность ЧРП, а также кривые рабочих режимов электродвигателя.

Подрезка рабочего колеса – хорошее решение, если необходимо обеспечить лишь одну рабочую точку. Но, конечно, подрезка не позволяет отрегулировать производительность насоса в нескольких рабочих точках.

Кроме того, хорошим методом является изменение (адаптация) угла поворота лопастей. Так, если лопасти вращаются в ступице насоса, можно обеспечить широкий диапазон производительности с возможностью адаптироваться к различным условиям эксплуатации. Такой метод часто используется в системах охлаждающей воды, где выполняется экономическое регулирование по гидравлической характеристике системы.

Применимость и особенности различных методов регулировки насосов сведены в Таблице 1.

Выводы

Разнообразие возможностей по регулировке и настройке производительности позволяет выбрать наиболее привлекательные варианты уменьшения энергопотребления насоса. Однако разные конструкции насосов и условия эксплуатации существенно влияют на решение, какой метод предпочтительнее для конкретной сферы применения и сможет ли он обеспечить наилучшее энергосбережение.

Кроме того, важно помнить о цели оптимизации. Там, где требуется настройка нескольких рабочих точек, вероятно, лучшим выбором может стать регулировка числа оборотов или динамическая адаптация угла лопастей для осевых (пропеллерных) насосов. Если насос в основном работает лишь в одной рабочей точке, хорошим решением во многих случаях станет подрезка рабочего колеса.

В этой связи перед применением любого из этих вариантов рекомендуется подготовить технико-экономическое обоснование. Мощные компьютерные программы обеспечивают специалистам поддержку при моделировании производительности насосов для конкретных условий, предоставляя возможность найти оптимальное решение. Ниже в качестве примера приведены некоторые полезные опции популярной продуктовой линейки Spraix:

- расчет рабочей точки вместе с расчетом расхода и потерь на трение;
- расчет множественных рабочих точек;
- коррекция кривых характеристик насоса для

высоковязких продуктов;

- выбор по оптимальному КПД:
 - лучший насос из списка;
 - выбор оптимального числа ступеней по КПД для многоступенчатых насосов;
 - выбор по скорости вращения ротора с наилучшим КПД;
- адаптация кривой к рабочей точке:
 - подрезка рабочего колеса;
 - гибкие настройки подрезки для многоступенчатых насосов;
 - настройка угла лопастей для осевых (пропеллерных) насосов;
 - регулировка числа оборотов и моделирование ЧРП;
 - дросселирование, расчет диаметра диафрагмы;
- расчет рабочих точек:
 - с учетом движения рабочих точек;
 - перерасчет кривых характеристик насоса вместе с кривыми производительности электродвигателя;
- расчет затрат на электроэнергию и общих затрат на весь срок эксплуатации с учетом индивидуальных профилей нагрузки и методов регулирования;
- полностью интегрированный конфигуратор насосного агрегата:
 - выбор электродвигателя, конфигурация всех компонентов;
 - коррекция кривых производительности для электромагнитных приводов и других компонентов;
 - настройка производителя для всех опций и методов регулирования;
- выбор многонасосных систем с параллельной или последовательной установкой.

Литература

1. Справочник по центробежным насосам «Лексикон». (2015). KSB, Москва. 464 с.
2. Sulzer Kreiselpumpen Handbuch. (1997). Winterthur, Switzerland: Sulzer Pumpen.
3. (2001). Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems. Parsippany, NJ, USA/Brussels, Belgium/Washington, DC, USA: Hydraulic Institute/Europump/US Department of Energy's Office of Industrial Technologies (OIT).
4. Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry. (2006). Washington, DC /Parsippany, NJ, USA: U.S. Department of Energy/Hydraulic Institute (HI).
5. Nackel, S. (2002). Centrifugal Pumps Technical Design. Wiesbaden, Germany: FRIATEC-Rheinhutte.
6. Rooks, J. A., & Wallace, A. K. (2004). Energy Efficiency Of Variable Speed Drive Systems. Tigard/Corvallis, OR, USA.