Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В.Л. Еловик, И.В. Войтов,
Ю.П. Седлухо

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Минск 2022

УДК 628.12:504.064

Еловик, В.Л. Расчет и анализ режимов работы центробежных насосов с частотно-регулируемым электроприводом / В.Л. Еловик, И.В. Войтов, Ю.П. Седлухо. – Минск : БГТУ, 2022. – 110 с. – ISBN 978-985-897-023-9.

В монографии представлены результаты разработки методики расчета и цифрового моделирования режимов работы центробежных насосов с частотно-регулируемым электроприводом в составе систем подачи и распределения воды и систем перекачки сточных вод населенных мест, промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

Дан обзор существующих методов технологического, энергетического и экологического расчета и моделирования режимов работы центробежных насосов насосных станций систем водоснабжения и водоотведения населенных мест, промышленных и сельскохозяйственных предприятий. Обоснована необходимость в разработке новых методических подходов для оптимального подбора центробежных насосов, оборудованных частотно-регулируемым электроприводом, по критерию наименьших эксплуатационных затрат, технологического расчета и цифрового моделирования режимов их работы, расчета потребляемой энергии за расчетный период с непосредственным учетом режимов его работы, экологической оценки режимов работы центробежных насосов.

Приведены примеры апробации разработанных методик и методов расчета на реальном объекте.

Монография может быть использована научными и инженерно-техническими работниками, аспирантами, магистрантами и учащимися учреждений высшего образования специальностей «Водоснабжение, канализация, строительные системы охраны водных ресурсов» и «Геоэкология».

Табл. 13. Ил. 29. Библиогр. – 135.

Одобрена к изданию решением совета факультета химической технологии и техники Белорусского государственного технологического университета.

Р е ц е н з е н т ы :

Володин В.И. — доктор технических наук, профессор кафедры энергосбережения, гидравлики и теплотехники УО «Белорусский государственный технологический университет»

Гуринович А.Д. — доктор технических наук, профессор

Лиштван И.И. — академик НАН Беларуси, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник Института природопользования НАН Беларуси

Марцуль В.Н. — кандидат технических наук, профессор кафедры промышленной экологии УО «Белорусский государственный технологический университет»

ISBN 978-985-897-023-9

© УО «Белорусский государственный технологический университет», 2022

© Еловик В.Л., Войтов И.В., Седлухо Ю.П., 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 5

ПРЕДИСЛОВИЕ 7

Глава 1. АНАЛИЗ МЕТОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО, ЭКОНОМИЧЕСКОГО И ЭКОЛОГИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СПРВ И СПСВ 10

1.1. Характеристика объекта исследования 10

1.2. Основные этапы развития способов и методов регулирования режимов работы центробежных насосов 18

1.3. Аналитический обзор методов расчета и анализа режимов работы центробежных насосов..... 26

Глава 2. УСЛОВИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПОДБОРА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ПО КРИТЕРИЮ НАИМЕНЬШИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ..... 36

2.1. Разработка условий стабильной и энергоэффективной работы насоса с РЭП во всем диапазоне водопотребления 37

2.2. Принципы подбора насосного оборудования и выбора конкурентоспособных вариантов..... 49

Глава 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЗА РАСЧЕТНЫЙ ПЕРИОД ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СПРВ И СПСВ..... 52

3.1. Аналитические характеристики частотно-регулируемых центробежных насосов..... 53

3.2. Анализ водопотребления. Основные расчетные параметры системы распределения воды..... 57

3.3. Расчет режимов работы насосного оборудования с ЧРЭП на систему распределения воды..... 59

3.4. Методика прямого расчета объема энергопотребления за расчетный период..... 63

Глава 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ 66
4.1. Определения индекса экологичной эксплуатации насосного оборудования в рамках разработанной методики расчета режимов работы 66
4.2. Определение неучтенных потерь воды в СПРВ. Оценка снижения утечек при внедрении РЭП 68
4.3. Оценка экологического эффекта при внедрении РЭП на насосных станциях СПРВ и СПСВ 70

Глава 5. ВНЕДРЕНИЕ И АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧРЭП 72
5.1. Исходные данные 72
5.2. Определение аналитических характеристик СПРВ и расчетных режимов водопотребления 73
5.3. Расчет переходных режимов работы насосного оборудования 78
5.4. Расчет режимных характеристик насосного оборудования 79
5.5. Расчет потребляемой мощности 82
5.6. Расчет индекса экологичной эксплуатации 83
5.7. Расчет энергопотребления за расчетный период 85
5.8. Оценка экологического эффекта 86
5.9. Расчет и анализ режимов работы насосной станции при регулировании дросселированием. 87
5.10. Сравнение результатов расчета режимов работы насосного оборудования при частотном регулировании и дросселировании 92
5.11. Расчет потребляемой энергии насосной станцией за расчетный период при помощи альтернативных методов. Сравнение результатов 94

ЗАКЛЮЧЕНИЕ 96

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 98

ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ВБ – водонапорная башня
ВКХ – водопроводно-канализационное хозяйство
ВОС – водопроводные очистные сооружения
ГКНС – главная канализационная насосная станция
ДНС – дренажная насосная станция
КНС – канализационная насосная станция
КОС – канализационные очистные сооружения
КПД – коэффициент полезного действия
м вод. ст. – метр водяного столба
НС – насосная станция
НС-1 – насосная станция первого подъема
НС-2 – насосная станция второго подъема
НС-3 – насосная станция третьего подъема
ПНС – повысительная насосная станция
ПЧТ – преобразователь частоты тока
РЧВ – резервуар чистой воды
РЭП – регулируемый электропривод
СЖЦ – стоимость жизненного цикла
СПРВ – система подачи и распределения воды
СПСВ – система перекачки сточных вод
ТЭО – технико-экономическое обоснование
ТЭР – технико-экономический расчет
ЦНС – циркуляционная насосная станция
ЧРЭП – частотно-регулируемый электропривод

a_0, a_1 и a_2 – эмпирические коэффициенты напорной характеристики центробежного насоса, м, ч/м^2, ч^2/м^5 соответственно
g – ускорение свободного падения, м/с^2
G_{CO_2} – объем выбросов парниковых газов в атмосферу, т CO_2-экв
$G_{тут}$ – потребление условного топлива, т у. т.
H – напор, м вод. ст.

h – местное гидравлическое сопротивление, м вод. ст.

$H_г$ – геометрическая высота подъема воды, м

N – потребляемая мощность, кВт

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин

p – обеспеченность, %

Q – водопотребление, расход воды, м^3/ч

$Q_{сут}$ – суточное водопотребление, суточный расход воды, м^3/сут

S – коэффициент гидравлического сопротивления водопроводной сети, м · ч^2/м^6

s – понижение уровня воды в скважине, м

t – относительное время работы, доли единицы

T – продолжительность расчетного периода, ч

W – энергопотребление, кВт · ч

$w_{уд}$ – удельное энергопотребление, кВт/м^3

Δq – удельный дебит скважины, м^3/ч · м

η – коэффициент полезного действия, доли единицы

μ – коэффициент расхода,

ρ – плотность, кг/м^3

ω – площадь, м^2

ПРЕДИСЛОВИЕ

Необходимость внедрения и использования энергосберегающих технологий в производственных процессах диктуется как экономическими, так экологическими факторами: дефицитом энергетических и топливных ресурсов и высокой энергоемкостью их продукции, требованиями по сокращению валового потребления условного топлива и уменьшению выброса в атмосферный воздух парниковых газов. В структуре себестоимости услуг водоснабжения и водоотведения до 50–60% стоимости приходится на долю электроэнергии, затраченной на транспортирование питьевых и сточных вод. Одним из основных направлений рационального использования энергетических ресурсов в водопроводно-канализационном хозяйстве (ВКХ) является применение насосов, оборудованных регулируемым электроприводом (РЭП). Наиболее перспективным способом экономии электроэнергии в системах подачи и распределения воды (СПРВ) и системах перекачки сточных вод (СПСВ) является использование РЭП насосов на базе преобразователя частоты питающего тока (ПЧТ) асинхронного электродвигателя – частотно-регулируемого электропривода (ЧРЭП).

Идея использования РЭП насосов для оптимизации энергозатрат появилась еще в первой половине XX века. Но сложность конструкции такого привода и низкая стоимость электроэнергии не способствовали развитию этого направления. Ситуация несколько изменилась в 70-х годах прошлого века с развитием микроэлектроники. Создание в 1980–90-х годах принципиально новых электронных устройств – ПЧТ – для управления насосными агрегатами значительно упростило процесс создания ЧРЭП насосов. Но низкие цены на электроэнергию и высокая стоимость ПЧТ в то время препятствовали широкому внедрению таких систем. Экологическим аспектам в тот период, к сожалению, уделяли недостаточно внимания.

Вопросам расчета и анализа режимов работы СПРВ и СПСВ в целом и насосного оборудования в частности посвящены труды многих исследователей: К. Пфлейдерера (K. Pfleiderer), Е.А. Прегера, Л.Ф. Мошнина, В.Г. Ильина, Н.Н. Абрамова, В.П. Старинского,

Б.С. Лезнова, Г.А. Ключниковой, А.П. Усачева, Р.А. Кахорова и др. В работах этих и других исследователей приводятся различные подходы, методы анализа, формы математического описания режимов работы СПРВ и СПСВ и насосного оборудования как с использованием РЭП, так и без него. Накопленный за последние 20–25 лет эксплуатации РЭП опыт показал, что, несмотря на высокий потенциал, не всегда внедрение ПЧТ дает ожидаемые экономические результаты.

В первую очередь это вызвано тем, что существующие на данный момент методические подходы к расчету и анализу режимов работы насосного оборудования не в полной мере позволяют учесть все нюансы работы частотно-регулируемых центробежных насосов, а именно: зависимость изменения КПД от частоты вращения рабочего колеса, соблюдение границ рабочей зоны насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса, переходные режимы параллельной работы группы насосного оборудования и т. д.

Во-вторых, существующие методы и подходы позволяют в качестве результата получать лишь сводные, укрупненные показатели: объем перекаченной воды за расчетный период, объем затраченной на это электроэнергии за расчетный период и т. д. Произвести анализ фактических режимов работы насосного оборудования при любом заданном значении водопотребления или притока сточных вод не имеется возможности.

В-третьих, в существующих методах, ориентированных на ручной расчет, используется ряд допущений и поправочных эмпирических коэффициентов. Это хоть и упрощает сами расчеты, сводя все, как правило, к одной-двум расчетным формулам, но значительно снижает точность результата. По информации от самих авторов данных методов, погрешность расчетов может составлять около 10–15%.

В результате фактические режимы работы системы могут значительно отличаться от расчетных. По этой причине экономический эффект от внедрения ЧРЭП на насосной станции может быть существенно ниже ожидаемого.

В связи с этим, как того требуют нормативные документы и показывает практика, внедрение ЧРЭП должно сопровождаться соответствующим технико-экономическим обоснованием (ТЭО), в котором необходимо анализировать не только конечные значения

энергопотребления, но и фактические режимы работы насосного оборудования. Также в ТЭО необходимо отражать и экологические аспекты системы транспортирования воды. Фундаментом для такого расчета может служить методика оценки стоимости жизненного цикла (СЖЦ) насосного оборудования. При этом рекомендуется рассматривать несколько конкурентоспособных вариантов, выбирая в итоге наиболее подходящий по основным критериям. Осуществление данных рекомендаций весьма затруднительно при использовании существующих методов и подходов к расчету и анализу режимов работы насосного оборудования. Для проведения детального ТЭО и расчета СЖЦ необходимо наличие соответствующей методологической базы, которая позволит в комплексе рассматривать режимы работы СПРВ и СПСВ и определять эффективность внедрения энергосберегающих мероприятий.

Исправить ситуацию может использование цифровых технологий в процессах расчета и анализа СПРВ и СПСВ, так как появляется возможность оперировать практически любым объемом данных и рассматривать любое количество вариантов при низких затратах труда и времени.

Кроме того, исходя из современных экономических условий и стоимости энергоресурсов, необходимо принять, что оптимальным режимом работы СПРВ или СПСВ должен считаться тот, который во всем рабочем диапазоне в полном объеме обеспечивает основные технологические параметры (требуемую подачу и напор) с наименьшим потреблением энергии и с высоким уровнем надежности в безаварийном режиме – т. е. с наименьшей СЖЦ владения насосом.

Ввиду этого существует потребность в новых подходах и методах подбора насосного оборудования с ЧРЭП, расчета и анализа режимов его работы, энергопотребления, надежности и экологической безопасности, учитывающих работу всей СПРВ в целом и во всем диапазоне расчетного водопотребления. Для этого необходима разработка методических основ расчета анализа и оптимизации насосных станций, оборудованных ЧРЭП и ориентированных на максимальную цифровизацию процесса.

Глава 1

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО, ЭКОНОМИЧЕСКОГО И ЭКОЛОГИЧЕСКОГО РАСЧЕТА И МОДЕЛИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СПРВ И СПСВ

1.1. Характеристика объекта исследования

Объектом исследования в данной работе являются насосные станции СПРВ и СПСВ, предметом исследования – технологические характеристики режимов работы насосного оборудования насосных станций СПРВ и СПСВ. Насосные станции, применяемые в ВКХ населенных мест и промышленных предприятий, различаются как по типу применяемого насосного оборудования, так по режимам и алгоритму работы. В монографии рассмотрению подлежат насосные станции, оборудованные центробежными насосами, как наиболее массовые и соответственно имеющие наибольший вес в общей структуре энергопотребления насосного хозяйства. По типу основных режимов работы насосные станции (с учетом их распространенности на объектах ВКХ населенных мест и промышленных предприятий и практики применения в их составе РЭП) можно разделить на несколько характерных типов:

а) насосные станции водозаборов подземных вод;

б) перекачивающие насосные станции, работающие на свободный излив;

в) насосные станции, подающие воду в распределенную водопроводную сеть с переменным количеством и распределением потребителей воды (НС-2, повысительные насосные станции и т. п.).

Рассмотрим более подробно режимы работы данных насосных станций и проанализируем возможность и целесообразность использования на них РЭП.

Насосные станции водозаборов подземных вод

Принципиально из общей массы различных исполнений, конструктивных и технологических решений можно выделить два основных типа насосных станций первого подъема над артезианскими скважинами:

а) насосные станции, подающие воду в водонапорную башню (ВБ) или резервуар чистой воды (РЧВ) (рис. 1.1, *а*);

б) насосные станции, подающие воду непосредственно в сеть (рис. 1.1, *б*).

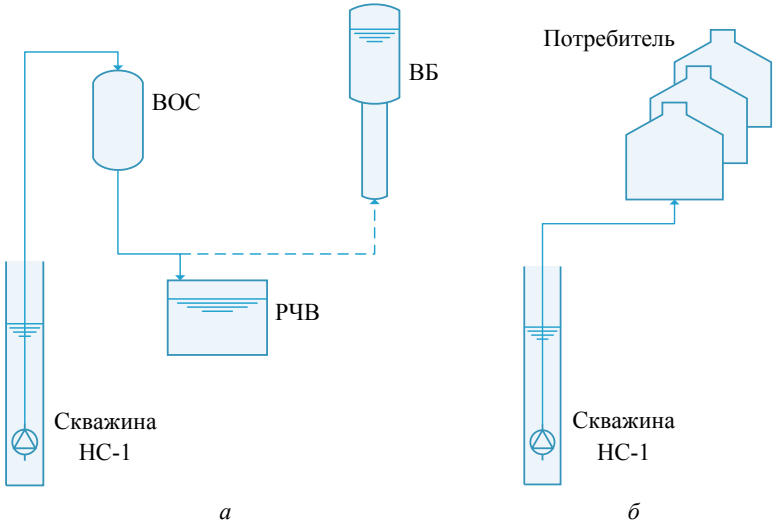

Рис. 1.1. Схемы насосных станций водозаборов подземных вод:
а – схема работы скважинного водозабора на РЧВ или водонапорную башню (ВБ);
б – схема работы скважинного водозабора на водопроводную сеть

Первый тип насосных станций по сути своей не требует частотного регулирования, так как любая неравномерность водопотребления нивелируется регулируемым запасом воды в ВБ или РЧВ. Насосный агрегат работает с постоянной расчетной подачей на наполнение регулирующей емкости в равномерно-периодическом режиме. Кроме того, если в схеме водоснабжения присутствуют водопроводные очистные сооружения (ВОС), равномерный режим подачи воды является, как правило, требованием технологического

процесса оборудования водоподготовки, и использование ЧРЭП может вызвать трудности в налаживании процесса подготовки воды.

Второй тип насосных станций может использоваться с насосными агрегатами с ЧРЭП в целях приведения производительности скважинного насоса в соответствие с изменением водопотребления. Но в таком случае необходимо учитывать особенности артезианской скважины как источника водоснабжения. При расчете режимов работы насосных станций первого подъема используются те же принципы, что и для других типов станций. Характеристика напорного трубопровода выражается в виде эквивалентной характеристики:

$$H_{\text{тр}} = H_{\text{г}} + S \cdot Q_{\text{тр}}^2, \tag{1.1}$$

где $H_{\text{г}}$ – статический напор, обусловленный разницей отметок источника и приемника воды; $S \cdot Q_{\text{тр}}^2$ – динамический напор, обусловленный потерями напора в трубопроводах и местных сопротивлениях водоразборной сети при расходе $Q_{\text{тр}}$; S – коэффициент гидравлического сопротивления водоразборной сети, принимается постоянным во всем диапазоне водопотребления.

При этом выражение (1.1) будет справедливо только для режимов с постоянной производительностью скважинного насоса. В случае применения ЧРЭП на скважинном насосе, когда производительность насоса переменная, в диапазоне $Q_{\min}$–$Q_{\max}$ выражение (1.1) будет справедливо только при номинальной частоте вращения рабочего колеса насоса. Связано это с тем, что для водозаборных скважин характерно изменение уровня воды (понижение s) в зависимости от величины забора воды из скважины /18, 19/. Величина понижения выражается через удельный дебит скважины Δq:

$$s = \frac{Q}{\Delta q}. \tag{1.2}$$

Поэтому величина статического напора $H_{\text{г}}$ и соответственно выражение (1.1) при частотном регулировании скважинного насоса принимают вид (1.3) и (1.4) /26/:

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^{\text{ст}} + \frac{Q}{\Delta q}; \tag{1.3}$$

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^{\text{ст}} + \frac{Q}{\Delta q} + S \cdot Q^2, \tag{1.4}$$

где $H_г^{ст}$ – геометрическая высота подъема воды, определяемая как разность отметок требуемой высоты пьезометра у потребителя и статического уровня воды в скважине. Понижение уровня воды в скважине s при расчетном дебите может достигать от нескольких метров до нескольких десятков метров, поэтому пренебрегать этой величиной в расчетах недопустимо.

На рис. 1.2 проиллюстрированы режимы работы скважинного насоса с ЧРЭП и без него.

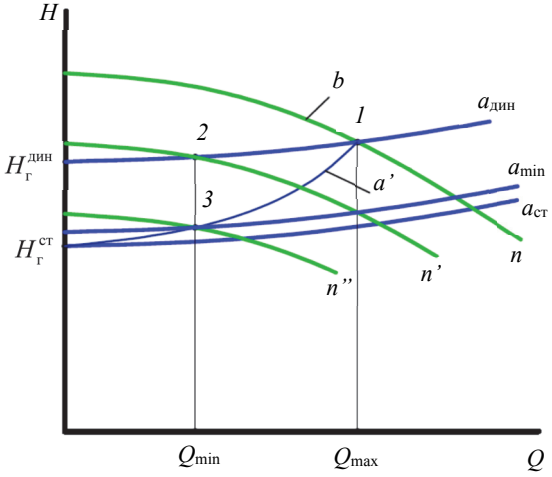

Рис. 1.2. Режимы работы насосной станции водозабора подземных вод

Номинальной производительности насоса Q_{max} при частоте n соответствует режимная точка *1*. При снижении подачи насоса уровень воды в скважине будет восстанавливаться, а геометрическая высота подъема уменьшаться в соответствии с зависимостью (1.3). При расчетной минимальной подаче Q_{min} режимная точка насоса будет соответствовать положению *3*, а напор, развиваемый насосом, будет меньше ожидаемого в соответствии с характеристикой (1.1) (режимная точка *2*) на величину

$$\Delta H = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{\Delta q}. \qquad (1.5)$$

Соответственно, частота вращения рабочего колеса насоса так же будет не *n'*, а *n''*. Очевидно, чем больше расчетное понижение *s*,

тем больше глубина регулирования и меньше минимальная частота вращения рабочего колеса *n”*. При этом нельзя допускать снижения частоты вращения рабочего колеса ниже минимума, рекомендуемого заводом – производителем насосного агрегата.

Кроме того, за счет снижения подачи насоса уменьшается охлаждающий поток вдоль корпуса агрегата и соответственно ухудшается отвод избытка тепла от электродвигателя, а нагрев обмотки электродвигателя при изменении частоты тока увеличивается за счет гармоник и несинусоидальности тока /103, 104/. Такое положение дел может привести к перегреву электродвигателя и выходу насоса из строя.

При проектировании насосной станции над артезианской скважиной также стоит учитывать тот факт, что восстановление уровня воды в скважине – процесс не мгновенный и может длиться от нескольких десятков секунд до десятков минут в зависимости от скорости водоотдачи водоносных пород, конструкции скважинных фильтров и технического состояния скважины /19/. Такая инерционность переходных режимов может значительно затруднить процесс наладки системы автоматизации насосной станции. В ряде случаев, при высокой неравномерности водопотребления, автоматика насосной станции может просто не успеть вовремя отреагировать на изменение режима водопотребления.

Ситуация намного усложняется в случае работы группы скважин, одна из которых оборудована ЧРЭП на общую систему распределения воды. Изменение подачи регулируемой скважины будет неизбежно влиять на производительность нерегулируемых скважин и, как следствие, на понижение уровня воды в скважинах. В результате инерционность системы возрастает, а эффективность ЧРЭП снижается либо вовсе сводится к нулю, так как не гарантирована работа насосов в оптимальных режимах.

Эффективная работа скважинного насоса, оборудованного ЧРЭП, возможна только при высоких удельных дебитах скважины и малых расчетных понижениях динамического уровня.

В связи с вышеизложенным и требованием нормативной документации относительно постоянного режима работы водозаборных сооружений применение ЧРЭП на скважинных насосах может быть рекомендовано только при должном технико-экономическом обосновании.

Перекачивающие насосные станции, работающие на свободный излив

Основным типом насосных станций, работающих на свободный излив, являются канализационные насосные станции (КНС) СПСВ (рис. 1.3).

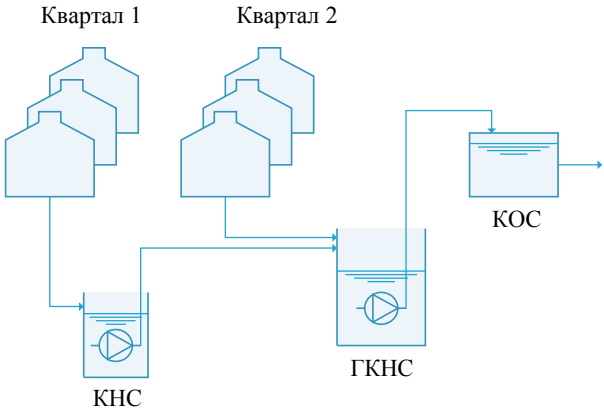

Рис. 1.3. Схема СПСВ как пример перекачивающей насосной станции

Для КНС характерен циклический режим работы, при котором подача регулируется количеством работающих насосов в зависимости от притока сточных вод в приемный резервуар /66, 85/. Расчет потребленной насосом энергии удобнее для анализа вести относительно притока сточных вод в приемный резервуар. При этом потребляемую мощность N относительно притока Q_i можно выразить для работы одного насоса следующим образом:

$$N_i = N_{\text{н}} \cdot t_i, \tag{1.6}$$

где $N_{\text{н}}$ – номинальная потребляемая мощность насосом при номинальной подаче $Q_{\text{н}}$ и напоре $H_{\text{н}}$; t_i – относительное время работы насоса при фиксированном притоке Q_i в долях единицы, определяется так:

$$t_i = \frac{Q_i}{Q_{\text{н}}}. \tag{1.7}$$

Для параллельной работы n-го количества насосов общая потребляемая мощность выразится:

$$N_i^n = N_н^n \cdot t_i^n + N_н^{n-1} \cdot t_i^{n-1}, \quad (1.8)$$

где $N_н^n$ – суммарная потребляемая мощность n параллельно работающих насосов в номинальном режиме при номинальной подаче $Q_н^n$ и напоре $H_н^n$; t_i^n – относительное время работы n-го количества насосов при фиксированном притоке Q_i в долях единицы, определяется так:

$$t_i^n = \frac{Q_н^n - Q_i}{Q_н^n - Q_н^{n-1}}, \quad (1.9)$$

$N_н^{n-1}$ – суммарная потребляемая мощность (n – 1) параллельно работающих насосов в номинальном режиме при номинальной подаче $Q_н^{n-1}$ и напоре $H_н^{n-1}$; t_i^{n-1} – относительное время работы (n – 1) насосов при фиксированном притоке Q_i в долях единицы, рассчитывается следующим образом:

$$t_i^{n-1} = 1 - t_i^n. \quad (1.10)$$

Объем потребленной энергии за расчетный период определяется исходя из полученной зависимости потребляемой мощности Q_i–N_i.

Альтернативой циклическому режиму работы насосного оборудования КНС может послужить использование ЧРЭП, о чем и свидетельствуют многие источники /54, 66, 76, 77, 82 и др./. Как показывает практика, применение ЧРЭП на КНС в ряде случаев может привести к положительному эффекту за счет:

– некоторого снижения потребляемой энергии;

– предотвращения гидроударов при плавном пуске насосного оборудования;

– усреднения притока сточных вод на очистные сооружения (в случае с ГКНС).

Но при этом нужно учитывать возможность возникновения следующих негативных последствий при снижении частоты вращения рабочего колеса: заиливание напорных трубопроводов при малых подачах; засорение проточной части насоса; перегрев насосного оборудования в результате низкой циркуляции охлаждающей жидкости (насосы с активным охлаждением электродвигателя) и не синусоидальности входного электрического тока.

Кроме того, снижение потребляемой энергии не является обязательным следствием применения РЭП, и на практике чаще всего достигается при изначально плохо подобранных насосах. При определенных условиях РЭП может вызвать и перерасход электроэнергии.

Исходя из этого, можно полностью согласиться с С.Е. Березиным /66, с. 55/, что целесообразность применение РЭП на КНС должна быть тщательно просчитана.

Насосные станции, подающие воду в напорную водопроводную сеть

Наиболее распространенный тип насосных станций и наиболее сложный для расчета и анализа – насосные станции, подающие воду непосредственно в водопроводную сеть СПРВ (рис. 1.4).

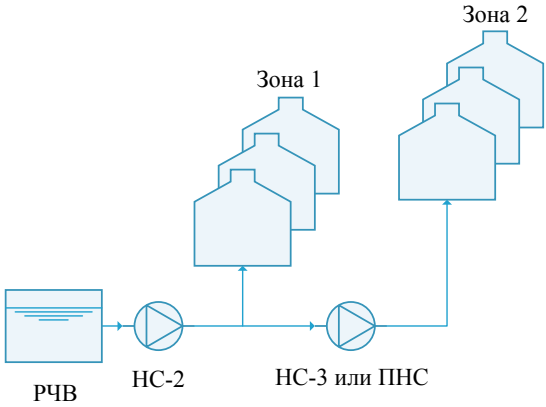

Рис. 1.4. Схема СПРВ

Сложность вызвана тем, что требуемые режимы работы насосного оборудования должны обеспечивать водой систему с потребителями, переменно распределенными по времени, количеству и расположению на водопроводной сети /22, 24, 25, 28/. И это переменное распределение носит недетерминированный характер как по времени, так и по положению в пространстве СПРВ. Такая неопределенность естественным образом затрудняет проведение инженерных расчетов, так как требует анализа режимов работы во всем множестве вероятных режимных точек, которые изменяются в довольно широких пределах от минимального Q_{min} до максимального Q_{max}

водопотребления. По своей сути режимы работы рассмотренных выше насосных станций являются частными случаями для работы насосного оборудования на недетерминированного потребителя.

Применение ЧРЭП на насосных станциях, подающих воду в распределенную водопроводную сеть с переменным количеством и распределением потребителей воды, – наиболее потенциально выгодный способ регулирования режимов работы насосного оборудования и оптимизации затрат на транспортирование воды. Виду достаточно большого рабочего диапазона и целого ряда переменных характеристик обоснование применения ЧРЭП в каждом случае должно сопровождаться инженерным расчетом и ТЭО внедрения с целью выбора оптимального варианта и определения критериев сравнения – потребляемой мощности и энергозатрат за расчетный период. Ввиду этого указанный тип насосных станций в данной работе принимается за базовый для разработки методики расчета режимов работы и потребляемой энергии.

1.2. Основные этапы развития способов и методов регулирования режимов работы центробежных насосов

Режимы работы центробежных насосов определяются системой, в которой они работают. В достаточно ограниченном числе случаев от насоса требуется работа в постоянном режиме с непрерывными напором и подачей. Как правило, диапазон рабочих подач и напоров, требуемых от насосной станции, достаточно широк, т. е. в подавляющем большинстве случаев требуется приведение в соответствие производительности и развиваемого насосом напора с фактическим водопотреблением и требуемым напором. Наиболее широкий диапазон требуемых подач и напоров наблюдается на насосных станциях СПРВ населенных пунктов. Кроме того, распределение подач и напоров во времени для таких насосных станций носит вероятностный характер из-за переменной величины суммарных потерь напора в системе.

Проблемами расчета режимов работы центробежных насосов и способами их приведения в соответствие с требованиями системы распределения воды занимались многие исследователи:

К. Пфлейдерер /83, 84/, И.Г. Есьман /29/, Е.А. Прегер /78–80/, Б.В. Карасев /34/, В.Я. Карелин /35/, С.П. Седлуха /88, 89/ и др. На основании анализа работ данных авторов можно выделить следующие способы регулирования режимов работы центробежных насосов:

– использование регулируемого направляющего аппарата со всасывающей или напорной стороны насоса;

– отключение части ступеней многоступенчатого насоса;

– изменение геометрии рабочего колеса центробежного насоса;

– введение воздуха во всасывающую линию насоса;

– дросселирование всасывающей линии насоса;

– дросселирование напорной линии насоса;

– изменение частоты вращения рабочего колеса центробежного насоса;

– перепуск части перекачиваемого потока с напорной линии во всасывающую.

Несмотря на разнообразие способов регулирования режимов работы центробежных насосов, в современных условиях на практике в подавляющем большинстве случаев используются только *дросселирование* напорной линии насоса, *изменение частоты вращения рабочего колеса* и *перепуск части перекачиваемого потока* с напорной линии во всасывающую. Остальные методы либо не используются вовсе как устаревшие, либо применяются в единичных случаях на специализированном оборудовании.

Рассмотрим более подробно три основных способа регулирования используемых в практике эксплуатации СПРВ и СПСВ.

Дросселирование

В практике эксплуатации систем ВКХ населенных пунктов и промышленных предприятий наиболее часто используемый способ регулирования – дросселирование напорной линии насоса. Широкому применению данный способ обязан простоте своей реализации. При росте давления в контролируемых точках водоразборной сети автоматикой дается сигнал на прикрытие задвижки или затвора на напорной линии насоса. Нередко управление дросселирующей задвижкой осуществляется и вручную дежурным персоналом. Введение дополнительного сопротивления позволяет погасить избыточные напоры непосредственно у насоса и нормализовать напоры в самой сети.

Рассмотрим работу системы с дроссельным регулированием напорной линии насоса. Для этого представим совмещенную характеристику системы подачи и распределения воды в виде характеристики насоса *d* и двух последовательно работающих компонентов (рис. 1.5):

a – система напорных трубопроводов водоразборной сети со всей запорной, регулирующей и водоразборной арматурой;

b – регулирующий дроссель на напорной линии насоса.

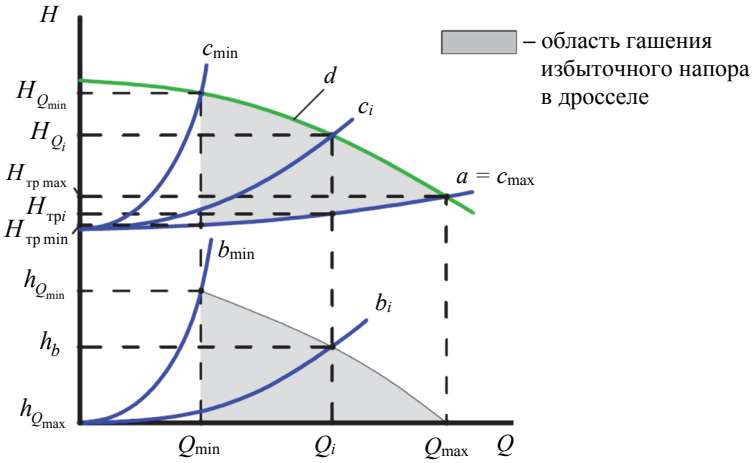

Рис. 1.5. Изменение характеристики системы распределения воды при дросселировании

Характеристику системы *a* можно представить в виде выражения (1.1), а характеристику регулирующего дросселя *b* – в виде

$$h_b = S_b \cdot Q^2, \tag{1.11}$$

где S_b – коэффициент гидравлического сопротивления дросселя, зависящий от степени закрытия регулирующей задвижки или затвора.

Суммарную характеристику системы распределения воды *c* тогда можно выразить:

$$H_c = H_{тр} + h_b = H_г + S \cdot Q^2 + S_b \cdot Q^2. \tag{1.12}$$

Очевидно, что при полностью открытом дросселе (в часы максимального водопотребления Q_{max}) коэффициент S_b можно принять

равным нулю. Тогда характеристика *c* будет совпадать с характеристикой *a*, фактический напор насоса будет равен напору, требуемому в сети $H_{тр}$. При ином водопотреблении Q_i в диапазоне Q_{min}–Q_{max} напор насоса H_{ci} будет превышать требуемый напор $H_{трQi}$ на величину h_b. На рис. 1.5 серым цветом показана область гашения напора в дросселе.

Отсюда можно выделить основной недостаток данного способа регулирования – энергия, затраченная на создание дополнительного напора h_{bi}, гасится в дросселе. При этом величина h_b может в несколько раз превышать требуемый напор $H_{тр}$, особенно в области минимальных подач Q_{min}. Налицо нерациональный расход энергии. В этом случае величина перерасхода энергии ΔN_{bi} определяется из выражения (1.13) /10/:

$$\Delta N_{bi} = g \cdot \frac{h_{bi} \cdot Q_i}{\eta_i}, \qquad (1.13)$$

где g – ускорение свободного падения; η_i – коэффициент полезного действия насоса.

Перепуск перекачиваемой воды из напорной линии во всасывающую линию насоса (байпасирование)

Регулирование режимов работы перепуском перекачиваемой воды из напорной линии во всасывающую линию насоса, как правило, применимо только в нескольких случаях:

– для предотвращения явления неустойчивой работы центробежных насосов;

– при необходимости обеспечения очень малых подач вне пределов рабочей зоны центробежного насоса (такие режимы работы характерны для насосов систем отопления) /83, с. 480/.

Применение регулирования перепуском режимов работы центробежных насосов систем водоснабжения и водоотведения недопустимо как с экономической, так и с технической точки зрения. Но, тем не менее, в практике эксплуатации ЦНС встречаются случаи применения данного способа регулирования /39/.

Рассмотрим совместную работу СПРВ при регулировании перепуском перекачиваемой воды из напорной линии центробежного насоса во всасывающую линию (рис. 1.6). В данном случае работу сети и байпаса можно рассматривать как работу двух параллельных трубопроводов. При этом при максимальном водопотреблении

байпасная линия полностью закрыта, и весь поток воды поступает в сеть. Для уменьшения подачи воды в сеть часть ее объема перепускается через байпас.

Из-за общего уменьшения сопротивления в напорной линии наблюдается увеличение общей подачи воды в систему «байпас – сеть» и, как следствие, увеличение энергопотребления (рис. 1.6).

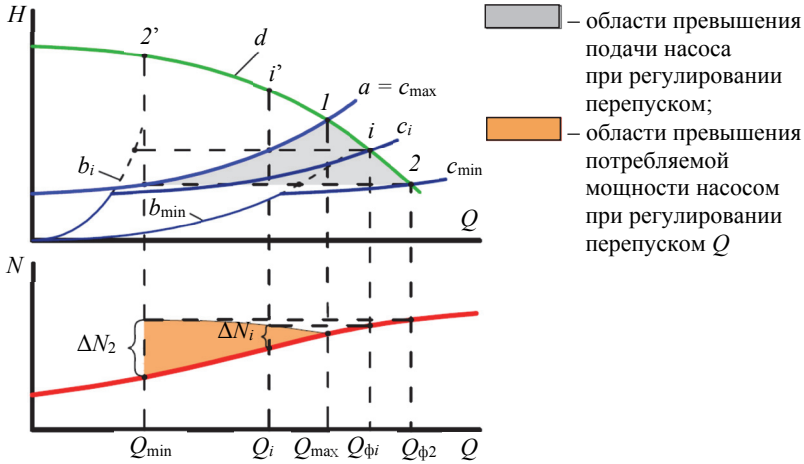

Рис. 1.6. Изменение характеристики системы распределения воды при регулировании перепуском:
1 – режим, соответствующий максимальному водопотреблению;
2, *2'* – режимы работы, при минимальном водопотреблении регулируемые перепуском и дросселем соответственно;
i, *i'* – режимы при водопотреблении Q_i, регулируемые тем же образом

Совмещенная характеристика системы в этом случае состоит:

– из характеристики насоса *d*;

– характеристики водоразборной сети *a*;

– характеристики байпасной линии *b*, меняющей свое положение в процессе регулирования от положения b_{min} (задвижка на байпасе максимально открыта при минимальном водопотреблении) до нулевого положения (задвижка на байпасе полностью закрыта при максимальном водопотреблении);

– суммарной характеристики параллельной работы сети и байпаса *c*, изменяющей свое положение от c_{min} при минимальном

водопотреблении до $c_{\max}$ при максимальном водопотреблении. При этом величину перерасхода электроэнергии можно выразить в виде выражения

$$\Delta N_{bi} = g \cdot \frac{H_i \left(Q_{\text{ф}i} - Q_i \right)}{\eta_i}. \qquad (1.14)$$

Также для анализа энергопотребления приведем характеристику потребляемой мощности насоса $Q - N$. Очевидно, что применение байпасирования приводит к повышению расхода энергии при уменьшении водопотребления и, как следствие, резкому увеличению удельного энергопотребления, что экономически нецелесообразно. Кроме того, смещение рабочей точки насоса в сторону увеличения подач влечет за собой резкое ухудшение кавитационных свойств, что также крайне нежелательно.

Соответственно, подбор насоса должен производится из расчета его работы на байпасную линию.

Изменение частоты вращения рабочего колеса насоса

Позволяет обеспечить любой режим водопотребления без превышения требуемого напора. При этом КПД насоса изменяется незначительно и зависит не только от частоты вращения, но и от характеристики сети (а именно от величины геометрической высоты подъема перекачиваемой воды). Изменение основных характеристик центробежного насоса при частотном регулировании происходит в соответствии с общеизвестным законом подобия центробежных насосов /34, 35, 62/:

$$\frac{Q_{\text{р}}}{Q_{\text{н}}} = \frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{н}}}; \qquad (1.15)$$

$$\frac{H_{\text{р}}}{H_{\text{н}}} = \left(\frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{н}}} \right)^2; \qquad (1.16)$$

$$\frac{N_{\text{р}}}{N_{\text{н}}} = \left(\frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{н}}} \right)^3, \qquad (1.17)$$

где $Q_{\text{р}}$, $H_{\text{р}}$, $N_{\text{р}}$, – подача, напор, потребляемая мощность насоса при частоте вращения рабочего колеса $n_{\text{р}}$; $Q_{\text{н}}$, $H_{\text{н}}$, $N_{\text{н}}$, – подача, напор,

потребляемая мощность насоса при номинальной частоте вращения рабочего колеса $n_н$. На рис. 1.7 приведена универсальная характеристика частотно-регулируемого центробежного насоса, совмещенная с характеристикой водоразборной сети.

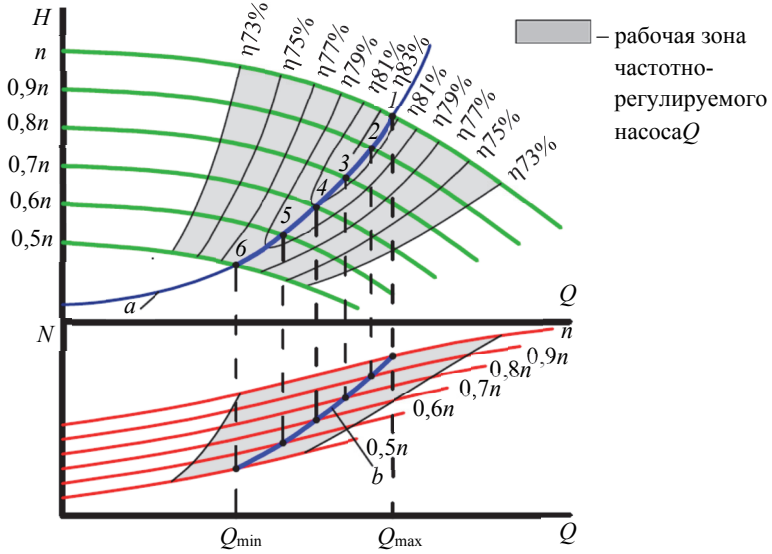

Рис. 1.7. Универсальная характеристика частотно-регулируемого насоса: *a* – характеристика водоразборной сети; *b* – потребляемая насосом мощность во всем диапазоне водопотребления от Q_{min} до Q_{max}; *n*–0,5*n* – характеристики насоса при частотах от 1*n* до 0,5*n*; η – линии равного КПД насоса; *1–6* – режимные точки работы системы

Из рис. 1.7 видно, что при частотном регулировании система работает в оптимальных режимах:

– без превышения напоров (как в случае с дроссельным регулированием);

– без превышения подач (как при перепуске);

– КПД насоса изменяется незначительно.

На протяжении всей истории применения частотного регулирования центробежных насосов в качестве привода с переменной частотой вращения использовались следующие устройства (по материалам /7, 14, 62, 64, 98, 116, 117/):

а) паровые двигатели, газовые турбины, двигатели внутреннего сгорания, гидравлические двигатели. Недостатки – низкий

КПД, малая надежность, сложность конструкций и организации бесперебойной подачи питания;

б) электродвигатели постоянного тока. Недостатки – высокая стоимость постоянного электрического тока;

в) синхронные электродвигатели с электромагнитными преобразователями частоты. Недостатки – высокая стоимость оборудования и необходимость источника постоянного тока;

г) многоскоростные асинхронные электродвигатели (с изменяемым числом пар полюсов). Основной недостаток – возможность потери устойчивости центробежным насосом при ступенчатом изменении частоты вращения;

д) системы асинхронных электродвигателей и промежуточных регулирующих устройств, таких как механический редуктор, электромагнитная муфта скольжения, гидротрансформатор. Недостатки – низкий КПД (<0,6), большие габаритные размеры, сложность устройства;

е) системы асинхронных электродвигателей и преобразователей частоты тока. Недостатки – высокая стоимость дополнительного оборудования (ПЧТ), сопоставимая со стоимостью насосного оборудования.

Из всех вышеперечисленных регулируемых приводов центробежных насосов наиболее перспективной и получившей в данное время широкое распространение в СПРВ и СПСВ населенных мест и промышленных предприятий является система асинхронного электродвигателя и ПЧТ /1, 6–8, 13, 30, 31, 38, 40, 42, 46, 53, 55, 66, 68, 71, 86, 90, 100, 112, 114, 119, 122, 130, 131/. Это вызвано, как уже отмечалось выше, оптимальными гидравлическими и энергетическими характеристиками насосного агрегата во всем диапазоне регулирования, относительной простотой автоматизации режимов работы системы подачи и распределения воды, надежностью электропривода и его высоким КПД во всем диапазоне регулирования. При этом ПЧТ не влияют на габариты и конструкцию насосных агрегатов и могут управлять как одним, так и несколькими электроприводами насосов на одной насосной станции /10, 11, 17, 71, 81, 101, 102, 107/.

Обобщая вышеизложенное, можно заключить, что оптимальным для систем ВКХ населенных пунктов и промышленных предприятий методом регулирования режимов работы насосного оборудования является изменение частоты вращения рабочего колеса за счет ЧРЭП.

1.3. Аналитический обзор методов расчета и анализа режимов работы центробежных насосов

Зависимости для расчета режимов работы центробежных насосов

К настоящему времени разработан ряд аналитических зависимостей, характеризующих основные технологические параметры систем подачи и распределения воды. Еще в 30-е годы прошлого столетия немецким исследователем К. Пфлейдерером (K. Pfleiderer) было предложено уравнение характеристической поверхности (1.18), характеризующее напор, развиваемый лопастным насосом в зависимости от требуемой подачи и частоты вращения рабочего колеса /84, с. 211/:

$$H_x = k_1 \cdot n^2 + 2k_2 \cdot n \cdot Q_x - k_3 \cdot Q_x^2, \qquad (1.18)$$

где H_x – напор, развиваемый насосом для обеспечения подачи Q_x при частоте вращения рабочего колеса n; k_1, k_2, k_3 – постоянные для каждого отдельного насоса коэффициенты, определяемые исходя из геометрических параметров проточной части насоса /83, с. 432, формулы (10.30)–(10.32)/. Графическое отображение характеристики (1.18) в осях (Q_x, H_x, n) приведено на рис. 1.8.

Предложенная характеристическая поверхность позволяет представить работу насоса в режимах, требующих поддержания определенного значения подачи при переменном напоре (кривые семейства *a*) или, наоборот, режимы поддержания постоянного напора при переменной подаче (кривые семейства *b*).

Известным российским исследователем Е.А. Прегером предложена методика подбора насосов по уравнениям их характеристик /79/. При помощи аналитических уравнений предлагается определять напор, развиваемый насосом, и потребляемую мощность при переменной подаче:

$$H = a_0 + a_1 \cdot Q + a_2 \cdot Q^2; \qquad (1.19)$$

$$N = b_0 + b_1 \cdot Q + b_2 \cdot Q^2, \qquad (1.20)$$

где H – развиваемый насосом напор при подаче Q; N – потребляемая насосом мощность при подаче Q; a_0, a_1, a_2 и b_0, b_1, b_2 – эмпирические коэффициенты, постоянные для конкретного насоса.

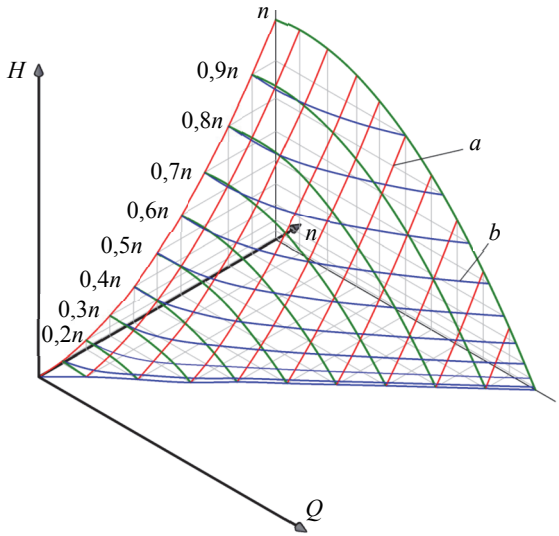

Рис. 1.8. Характеристическая поверхность центробежного насоса:
a – кривые равных подач (красные линии); *b* – кривая равных напоров (синие линии); *n*–0,2*n* – напорные характеристики насоса при соответствующей частоте вращения рабочего колеса (зеленые линии)

Пересчет характеристик для режимов работы с переменной частотой производится в соответствии с законом подобия: формулы (1.15)–(1.17). Точность соответствия аналитических характеристик (1.19) и (1.20) паспортным составляет 98–99% /78, с. 7/. Уравнения характеристик, предложенные Е.А. Прегером, использованы в полном или упрощенном виде в работах других исследователей.

Значение КПД насоса η в пределах рабочей зоны С.П. Седлуха /88/ по аналогии с выражением (1.19) предложил определять по формуле

$$\eta = c_0 + c_1 \cdot Q + c_2 \cdot Q^2, \qquad (1.21)$$

где c_0, c_1, c_2 – эмпирические коэффициенты, определяемые аппроксимацией (по методу наименьших квадратов) паспортной характеристики $Q - \eta$.

В качестве эквивалентной характеристики системы распределения воды, как правило, всеми исследователями используется уравнение вида (1.1), которое с определенной степенью допущения характеризует изменение требуемых напоров в системе в зависимости от водопотребления /47/.

Расчет потребляемой энергии центробежным насосом

Вопросом потребления энергии насосным оборудованием в процессе эксплуатации СПРВ и СПСВ занимались многие исследователи. На сегодняшний день предложено множество методов определения энергозатрат за расчетный период /2, 32, 37, 48, 60, 61, 63, 74, 78, 87, 91, 109, 111, 113, 116, 126/.

Годовая стоимость электроэнергии $C_{эл}$, затрачиваемая на транспортирование воды, определяется из следующего выражения, предложенного Е.А. Прегером /78, с. 43/:

$$C_{эл} = 0{,}955 \cdot \frac{Q_{ср} \cdot H_{ср}}{\eta_{н} \cdot \eta_{дв}} \cdot \sigma, \qquad (1.22)$$

где $Q_{ср}$ – среднесуточная за год подача насоса; $H_{ср}$ – средний напор, развиваемый насосом за год; $\eta_{н}$, $\eta_{дв}$ – КПД насоса и электропривода; σ – текущий тариф на электроэнергию.

В.Г. Ильиным предложена подобная зависимость для определения годовых затрат электроэнергии $C_{э}$ на транспортирование воды в сеть /32, с. 83/:

$$C_{э} = \frac{\sigma}{102 \cdot 3{,}6 \cdot \eta} \cdot \gamma \cdot H_{н} \cdot Q_{н} \cdot 86\,400 \cdot 365, \qquad (1.23)$$

где $H_{н}$ – требуемый напор в начальной точке сети; $Q_{н}$ – расход, подаваемый в начальную точку сети; 86 400 – количество секунд в сутках; 365 – количество дней в году.

Л.Ф. Мошниным /64/ на основании формулы расчета гидравлического сопротивления Н.Н. Павловского предложена зависимость для расчета потребляемой электроэнергии на транспортирование воды по сети за расчетный период T:

$$P = \frac{1{,}4822 \cdot 24 \cdot 365}{102 \cdot 10^{9}} \cdot \frac{\gamma \cdot T}{\eta} \cdot A \cdot l \cdot q, \qquad (1.24)$$

где 1,4822 и $102 \cdot 10^{9}$ – эмпирические коэффициенты; 24 – количество часов в сутках; 365 – количество дней в году; γ – коэффициент неравномерности расхода электроэнергии за расчетный период, вызванный неравномерностью водопотребления; η – общий КПД насосного оборудования, подающего воду в систему; A – величина,

характеризуемая диаметром трубопровода D и равняется $1/D^{5,33}$; l – протяженность сети; q – расход воды.

Н.Н. Абрамовым приводится зависимость для определения суммарных затрат энергии на транспортирование воды по СПРВ /86, с. 50/:

$$P = \gamma \cdot S \cdot q_{\text{ср}}^{3} \cdot K_{\text{о.ч}}^{3}, \tag{1.25}$$

где S – коэффициент гидравлического сопротивления СПРВ; $q_{\text{ср}}$ – средний за рассматриваемый период расход воды; $K_{\text{о.ч}}$ – максимальный коэффициент общей часовой неравномерности.

Зависимости, предложенные Е.А. Прегером (1.22), Л.Ф. Мошниным (1.24), Н.Н. Абрамовым (1.25), В.Г. Ильиным (1.23), позволяют оценить приблизительный уровень энергозатрат на транспортирование воды в рассматриваемой СПРВ. Использование поправочных коэффициентов и коэффициентов неравномерности не дают возможности учитывать в расчетах фактические особенности рассматриваемой СПРВ или СПСВ, такие как фактические характеристики насосного оборудования, изменение КПД в зависимости от режима работы и количества параллельно работающих насосных агрегатов. И самое главное – с помощью данных зависимостей не представляется возможным рассчитать энергопотребление при использовании ЧРЭП. Приведенные коэффициенты предусматривают режимы работы насосного оборудования при перемещении рабочей точки по характеристике насоса (регулирование дросселированием) и для режимов с переменной частотой вращения рабочего колеса не подходят. Кроме того, сам коэффициент γ, как показано в работе /88, с. 71/, ввиду своей неоднозначности определения может сильно искажать результаты расчетов.

В рекомендациях Департамента по энергоэффективности Государственного комитета по стандартизации Республики Беларусь приводятся зависимости для определения годового расхода электроэнергии как при дроссельном регулировании, так и при частотном регулировании /61, с. 10/:

$$W = N \cdot T \cdot K_{\text{н}} \tag{1.26}$$

и

$$W_{\text{н}} = N_{\text{н}} \cdot T \cdot K_{\text{н}}, \tag{1.27}$$

где W и $W_н$ – годовой расход электроэнергии при частотном регулировании и при дросселировании соответственно; N и $N_н$ – мощность на валу насоса при частотном регулировании и при дросселировании соответственно, причем $N_Н$ определяется по паспорту насоса, а потребляемая мощность регулируемого насоса – по выражению

$$N = g \cdot \frac{H \cdot Q}{\eta}, \tag{1.28}$$

T – количество часов работы; $K_н$ – коэффициент использования. При этом коэффициент $K_н$, по сути, является величиной еще более неопределенной, чем коэффициент γ. Кроме того, особых рекомендаций по определению коэффициент $K_н$ Департамент по энергоэффективности не приводит.

Очевидно, что расчет годового расхода электроэнергии по зависимостям (1.26), (1.27) можно использовать для весьма приближенных расчетов насосного оборудования, работающего в постоянном режиме (с постоянной частотой) на протяжении всего времени T.

Расчет режимов и потребляемой энергии частотно-регулируемым центробежным насосом

В работах Б.С. Лезнова /43–52, 70, 119/ предложен метод расчета потребляемой энергии за расчетный период как при частотном регулировании, так и при дросселировании. Выражение, определяющее затраты энергии частотно-регулируемого насоса, имеет вид /48, с. 38/:

$$W = \frac{N_б \cdot T \cdot (1+\lambda)}{\eta_{эд} \cdot 4} \cdot \left[\left(1 + H^*\right) + \lambda^2 \cdot \left(1 - H^*\right) \right], \tag{1.29}$$

где $N_б$ – мощность, потребляемая насосом (насосной станцией) при наибольшей подаче; T – продолжительность расчетного периода; λ – относительная минимальная подача; $\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя; H^* – относительное противодавление $H^*_п$ при частотном регулировании или относительный фиктивный напор $H^*_ф$ при дросселировании.

Экономию электроэнергии за расчетный период предлагается определять, используя выражение /52, с. 46/:

$$W_{рез} = \frac{1}{\eta_{эд}} \cdot N_б \cdot T \cdot \left[w^*_д - \left(1 + \zeta - \eta_{пр}\right) \right] \cdot \varphi, \tag{1.30}$$

где $w^*_д$ – относительные потери энергии при дросселировании насосов, определяемые графически по номограммам /52, рис. 3.1/;

ζ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери в приводе (0,02–0,03); $\eta_{пр}$ – КПД частотного преобразователя; φ – понижающий коэффициент, принимаемый по количеству рабочих насосных агрегатов.

Данные зависимости, по словам Б.С. Лезнова, позволяют с отклонением в 10–15% от фактических значений рассчитывать энергопотребление насосной станции за расчетный период как с использованием ЧРЭП, так и без него. Но заявленная точность обеспечивается только при соблюдении ряда допущений, описанных в /52, с. 7–10/. Далее приведены особо критические из них:

а) КПД центробежного насоса принимается постоянным как при изменении частоты вращения рабочего колеса, так и при изменении числа параллельно работающих насосов;

б) насосы подбираются таким образом, чтобы оптимальная подача насосов (КПД = max) соответствовала максимальной подаче насоса;

в) значения относительного противодавления $H^*_п$ находятся в пределах 0,5–0,6.

Помимо вышесказанного, данная методика не учитывает:

– работу разнотипного насосного оборудования в составе насосной станции;

– последовательность включения/выключения каждого насосного агрегата;

– работу параллельно нескольких насосных агрегатов, оборудованных ЧРЭП.

Таким образом, произвести детальный анализ работы насосного оборудования не представляется возможным, также невозможно оценить и алгоритмы управления насосными агрегатами.

А.П. Гришин в своих исследованиях /16, 60/ рассматривает режимы работы насосного оборудования в системах сельскохозяйственного водоснабжения. При этом делается достаточно глубокий анализ неравномерности водопотребления и его влияние на основные характеристики параллельно работающего насосного оборудования, как регулируемого, так и нерегулируемого. Уделено большое внимание изменению КПД регулируемого насоса и статистическому обоснованию распределения водопотребления во всем диапазоне регулирования.

Приведены аналитические зависимости для расчета энергопотребления регулируемого насоса (1.31):

$$W\left(H\left(q_v\right)\right)=\tau\cdot H_{\text{ст}}\cdot\sum_{j-1}^{n}\frac{q_{vi}}{\eta_{\text{эн}i}\left(q_{vi}\right)}\cdot\left(f_{\delta q}\left(q_{vi}\right)\right), \qquad (1.31)$$

где τ – время работы регулируемого насоса; $H_{\text{ст}}$ – требуемый напор в системе и принимаемый постоянным для данного режима; q_{vi} – случайное значение водопотребления; $\eta_{\text{эн}i}(q_{vi})$ – КПД насоса, соответствующий водопотреблению (q_{vi}); $f_{\delta q}(q_{vi})$ – функция плотности распределения водопотребления (q_{vi}).

Предложенная А.П. Гришиным методика рассматривает энергопотребление одиночного насоса без возможности учета параллельной работы группы насосов. Кроме того, выражение (1.31) позволяет учитывать только стабилизацию давления на напорном коллекторе насосной станции (оголовке артезианской скважины). В условиях водоснабжения сельскохозяйственных объектов, вполне возможно, этого и достаточно, но для расчета СПРВ и СПСВ населенных мест и промышленных предприятий данная методика неприменима.

Методика, предложенная А.П. Усачевым /100/, основана на следующих пунктах:

а) наличие исходных данных: паспортные характеристики насосных агрегатов, работающих в составе рассматриваемой НС, информация по фактическим режимам работы насосной станции (водопотреблении) за расчетный период (год), действующие тарифы на электроэнергию;

б) расчет потребляемой мощности N_i для каждого возможного режима работы каждого насосного агрегата, входящего в НС, определяется исходя из выражения (1.32):

$$N_i=\frac{Q_i\cdot H_i}{367\cdot\eta_{\text{нас}}\cdot\eta_{\text{дв}}\cdot\eta_{\text{пч}}\cdot k}, \qquad (1.32)$$

где Q_i – производительность насоса в рассматриваемом режиме; H_i – развиваемый насосом напор в рассматриваемом режиме; $\eta_{\text{нас}}$ – КПД насоса в рассматриваемом режиме; $\eta_{\text{дв}}$ – КПД электродвигателя; $\eta_{\text{пч}}$ – КПД ПЧТ; k – коэффициент износа насосного агрегата. Потребляемая мощность рассчитывается для режимов работы при дроссельном регулировании $N_{\text{др}i}$ и при частотном регулировании $N_{\text{чр}i}$;

в) для каждого режима вычисляется снижение потребляемой мощности ΔN_i:

$$\Delta N_i=N_{\text{др}i}-N_{\text{чр}i}; \qquad (1.33)$$

г) вычисляется экономия электроэнергии ΔE_T за расчетный период (год):

$$\Delta E_T = \sum_{i=1}^{n} \left(\Delta N_i \cdot T \right), \tag{1.34}$$

где n – число рассматриваемых режимов за расчетный период T;

д) на основании полученной экономии электроэнергии и действующих тарифов определяется срок окупаемости мероприятий по внедрению регулируемого привода и определяется экономическая эффективность его внедрения.

При всей видимой простоте приведенного алгоритма во время произведения фактических расчетов специалист неизбежно сталкивается с рядом вопросов, не имеющих ответа в работах А.П. Усачева:

а) какой порядок определения режимов работы насосного оборудования и их количества;

б) как (графически или аналитически) и по каким зависимостям (если аналитически) производится определение координат характеристик насосного оборудования Q_i, H_i, $\eta_{нас}$, $\eta_{дв}$, $\eta_{пч}$ и k в рассматриваемых режимах?

Кроме того, следует также учитывать, что в предлагаемой методике А.П. Усачева $\eta_{нас}$ принимается постоянным (равным номинальному) и независящим от частоты вращения рабочего колеса, а давление $H_{тр}$ – постоянным и равным требуемому напору при максимальной расчетной подаче.

На основании изложенного данная методика трудно применима на практике как при проектировании новых объектов, так и при оценке внедрения ЧРЭП на действующих объектах.

Г.А. Ключниковой /39/ предложен подход к оптимизации режимов работы электроприводов насосных агрегатов НС систем теплофикации. В основе оптимизации лежит метод планирования эксперимента с решением задачи однокритериального выбора. Результатом решения оптимизационной задачи является определение режима работы насосного оборудования с минимальными затратами электроэнергии в статических условиях при постоянном расходе и напоре. При изменении требуемых расхода или напора оптимизационную задачу следует решать заново.

Использование такого подхода к оптимизации режимов работы насосных станций во всем диапазоне работы СПРВ и СПСВ представляется задачей достаточно объемной и трудоемкой.

Также следует понимать, что определение критериев оптимизации рассматриваемой электромеханогидравлической модели с использованием адаптированного уравнения Эйлера – Лагранжа 2-го порядка ориентировано на системы теплоснабжения, имеющие значительные отличия от СПРВ.

Р.А. Кахоровым предложена /36/ методика и алгоритм вариативной оптимизации электроприводных систем насосных станций систем водоснабжения. Основной акцент при анализе режимов работы автором делается на переходных режимах (режимах изменения количества работающих насосных агрегатов). По результатам такого анализа и принимается решение о выборе способа регулирования работы НС. При этом расчет потребляемой электроэнергии рекомендуется проводить при помощи методики /52/, разработанной Б.С. Лезновым /12/.

Основные возможности существующих методов и методик расчета энергопотребления центробежных насосов

На основании вышеизложенного существующие на сегодняшний день методологические подходы, методы и методики расчета и анализа режимов работы центробежных насосов СПРВ и СПСВ и энергопотребления НС за расчетный период можно объединить в несколько общих групп.

Группа 1. Методы и подходы, основанные на анализе работы водопроводных сетей (система распределения воды) и требуемой энергии на преодоление всех сопротивлений по длине трубопроводов, фитингов, фасонных частей и водопроводной арматуры при транспортировании расчетного количества воды. Тип, марки, режимы работы и способы регулирования насосного оборудования в расчетах не учитываются. Позволяют сделать очень приблизительный расчет энергопотребления СПРВ и СПСВ.

Группа 2. Методы и подходы, позволяющие рассмотреть и проанализировать отдельные режимы работы центробежного насоса в составе НС. Как правило, расчет сводится к определению потребляемой мощности в каждом из рассматриваемых режимов при том или ином способе регулирования. Потребляемая энергия за расчетный период выражается как сумма потребляемых мощностей во всех возможных режимах работы за расчетный период. Использование таких подходов сопряжено с высокой трудоемкостью даже при применении

современной вычислительной техники из-за необходимости ручной подготовки большого объема (по количеству расчетных режимов) исходной информации.

Группа 3. Методики, позволяющие рассчитать и проанализировать энергопотребление НС СПРВ или СПСВ за расчетный период. Из-за ряда допусков и упрощений обладают невысокой точностью расчетов (погрешность 15–20%). Из-за особенностей математических подходов не позволяют учитывать в расчетах порядок изменения рабочих насосных агрегатов, использование разнотипных насосных агрегатов, комбинированные способы регулирования. По этим причинам пригодны только для общей укрупненной оценки энергоэффективности базовых решений по внедрению современных способов и алгоритмов управления центробежными насосами.

Исходя из широкого применения регулируемого привода на основе ПЧТ, высокой потенциальной энергоэффективности от его применения на центробежных насосах СПРВ и СПСВ ни одна из вышеперечисленных групп не может удовлетворить потребность в оценке и анализе режимов работы центробежных насосов с ЧРЭП. Для обоснованного выбора способа регулирования недостаточно определить потенциальную экономию энергии от тех или иных мероприятий. Из-за того, что при частотном регулировании режимные точки насосов перемещаются не только по номинальной характеристике насоса, а по всей рабочей области СПРВ, необходимо иметь возможность:

– отслеживать соблюдение допустимых границ работы насосного оборудования, определяемых производителем;

– отслеживать и анализировать изменение режимов работы насосного оборудования при изменении порядка включения/выключения насосных агрегатов при параллельной работе;

– максимально сокращать использование ручного труда с максимальной цифровизацией процесса расчетов;

– оценивать изменение экологической нагрузки на окружающую среду в результате внедрения тех или иных решений по регулированию режимов работы центробежных насосов.

Для этого необходима разработка соответствующих методических основ технологической, экономической и экологической оптимизации режимов работы насосов, оборудованных частотно-регулируемым электроприводом, систем подачи и распределения воды и систем перекачки сточных вод населенных мест, промышленных и сельскохозяйственных предприятий /25, 28/.

Глава 2

УСЛОВИЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПОДБОРА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ПО КРИТЕРИЮ НАИМЕНЬШИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ

Насосное оборудование является по своей сути центром СПРВ и основным потребителем электроэнергии, обеспечивая подачу воды потребителю в требуемом объеме и с требуемым напором. Ввиду этого обоснованный подбор насосного оборудования (с ЧРЭП или без него) является важнейшей задачей при проектировании СПРВ. Как показывает практика, используя стандартные методы подбора насосов для одной и той же системы, возможно подобрать множество равноценных, на первый взгляд, вариантов насосных станций. Лишь немногие опытные проектировщики способны выделить из этого множества действительно подходящие варианты для дальнейшего рассмотрения, но и они не застрахованы от ошибки. При этом, несмотря на то что сегодня существует большое количество программного обеспечения, позволяющего автоматизировано подбирать насосное оборудование, каждый предложенный программой вариант проектировщик должен анализировать «вручную», опираясь на свой опыт и квалификацию. Это усложняет задачу вариантного проектирования, вынуждая специалиста рассматривать минимальное количество случайно выбранных вариантов.

Поэтому существует острая необходимость в разработке критериев и условий, позволяющих обоснованно подбирать варианты насосного оборудования, заведомо удовлетворяющие технико-экономическим показателям. Это даст возможность осуществлять вариантное проектирование с детальным анализом нескольких конкурентоспособных вариантов насосного оборудования. Кроме того, выраженные в аналитическом виде критерии подбора насосного оборудования по заданным технико-экономическим показателям позволят задействовать в обработке исходных данных вычислительную технику с соответствующим программным обеспечением.

2.1. Разработка условий стабильной и энергоэффективной работы насоса с РЭП во всем диапазоне водопотребления

Производители насосного оборудования гарантируют стабильную работу насосов только в пределах рабочей зоны, указанной в технических паспортах. Придерживаться данных рекомендаций несложно при работе насоса в номинальных режимах с постоянной частотой вращения рабочего колеса. С изменением частоты вращения рабочего колеса насоса изменяются не только его технические характеристики, но и границы рабочей зоны. А если насос работает в группе параллельно с другими насосами, то данные изменения еще более значительны. Если не учитывать данный факт при подборе насосного оборудования, то в результате возможного возникновения нестабильных режимов работы снизится надежность и эффективность всей СПРВ.

В данном разделе произведены исследования условий, при которых соблюдаются границы рабочей зоны (области) во всем диапазоне регулирования. Использование приведенных ниже результатов позволит обеспечить стабильную работу насосного оборудования во всем диапазоне водопотребления рассматриваемой СПРВ.

Понятие режимной характеристики регулируемого насоса

При рассмотрении режимов работы частотно-регулируемых насосов принято считать, что режимная точка перемещается по характеристике системы распределения воды. Это абсолютно верно при рассмотрении режимов работы одного насоса или режимов суммарной работы двух нерегулируемых насосов на СПРВ. Но при анализе работы одного регулируемого насоса параллельно с несколькими нерегулируемыми насосами этого недостаточно для полного отображения режимов работы /27/.

Проанализируем параллельную работу трех насосов (рис. 2.1): частотно-регулируемого *I* и двух нерегулируемых другого типа *II*. Диапазон подач от $Q_{\min}$ до Q_B обеспечивается за счет работы одного регулируемого насоса *I* в диапазоне частот от n_A до $n_{\text{н}}$. При этом режимные точки будут перемещаться по характеристике системы в пределах от *A* до *B*.

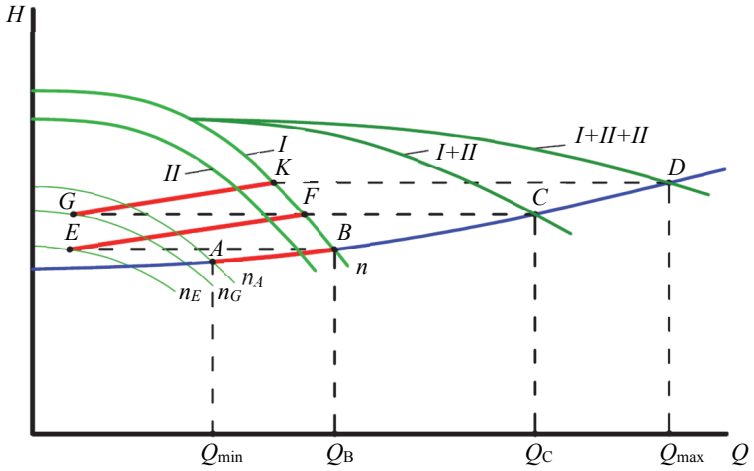

Рис. 2.1. Определение режимных характеристик регулируемого насоса при параллельной работе трех насосов

При повышении водопотребления больше значения Q_B в работу включается первый нерегулируемый насос *II*. При этом частота регулируемого насоса снизится до n_E, а режимная точка займет положение *E*. С увеличением водопотребления частота регулируемого насоса будет увеличиваться, пока не достигнет номинального значения $n_н$, при этом режимная точка регулируемого насоса займет положение *F*, а суммарная подача двух насосов составит Q_c. Таким образом, перемещение режимной точки регулируемого насоса *I* будет происходить по траектории *E–F*. При работе трех насосов (*I* + *II* + *II*) режимная точка регулируемого насоса будет перемещаться по траектории *G–K* соответственно.

Линии перемещения режимных точек частотно-регулируемого насоса представляют собой режимные характеристики. Под режимной характеристикой подразумеваются линии перемещения режимных точек (Q_i, $H_{тр}$) частотно-регулируемого насоса при его работе параллельно с нерегулируемыми насосами в зависимости от изменения частоты вращения рабочего колеса.

Режимная характеристика работы одного частотно-регулируемого насоса *A–B* (рис. 2.1) описывается уравнением характеристики системы (1.1) на участке от *A* до *B*.

Уравнения характеристик *E–F* и *G–K* в общем виде можно выразить так:

$$Q^{i}_{\text{рег}} = Q_{\text{тр}}(H_{\text{тр}}) - \sum_{i=0}^{i=m} Q^{i}_{\text{нрег}}(H_{\text{тр}}), \qquad (2.1)$$

где $Q_{\text{тр}}(H_{\text{тр}})$ – характеристика системы водоводов, выраженная через $H_{\text{тр}}$; $Q^{i}_{\text{нрег}}(H_{\text{тр}})$ – характеристика *i*-го насоса, работающего параллельно с регулируемым, выраженная через $H_{\text{тр}}$; *m* – общее количество нерегулируемых насосов в составе насосной станции.

При параллельной работе двух частотно-регулируемых насосов и *m*-го количества нерегулируемых насосов режимную характеристику можно описать выражением (2.2):

$$Q^{i}_{\text{рег}} = \frac{1}{2} \cdot \left[Q_{\text{тр}}\left(H_{\text{тр}}\right) - \sum_{i=0}^{i=m} Q^{i}_{\text{нрег}}\left(H_{\text{тр}}\right) \right], \qquad (2.2)$$

при условии, что регулируемые насосы будут работать с синхронной частотой. Как видно, режимная характеристика напрямую зависит от способа регулирования, количества регулируемых и нерегулируемых насосов, работающих параллельно.

При помощи режимных характеристик просто и удобно определить все возможные режимы работы частотно-регулируемого насоса во всей области регулирования и при любом количестве параллельно работающих насосов и установить соответствие рабочих режимов допустимым.

Нахождение режимной характеристики в пределах рабочей зоны рассматриваемого насоса гарантирует работу оборудования в допустимых режимах.

Параллельная работа насосов. Понятие степени разнотипности

Совместная работа однотипных насосов, один из которых оборудован ЧРЭП, не может обеспечить эффективной и стабильной работы во всем диапазоне водопотребления при стандартном алгоритме включения/выключения насосов по причине неизбежной работы регулируемого насоса в некоторых режимах в области малых подач /21/.

Прежде всего следует определиться с тем, что стоит подразумевать под областью малых подач. Поскольку насос имеет четко ограниченную рабочую зону, то любую подачу насоса в диапазоне от нуля до левой границы рабочей зоны Q_z логично считать малой (рис. 2.2).

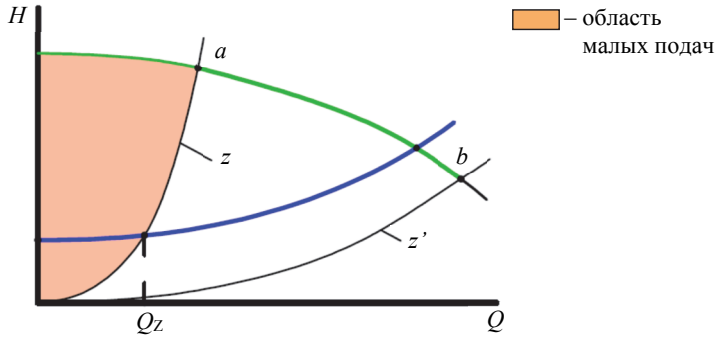

Рис. 2.2. Определение области малых подач:
z и *z'* – левая и правая границы рабочей области насоса;
a–b – рабочая зона на номинальной характеристике насоса;
Q_z – подача регулируемого насоса на границе рабочей зоны

Работа насоса в области малых подач сопряжена со следующими негативными явлениями: повышенный расход энергии из-за низких КПД насоса, перегрев перекачиваемой воды вследствие трения и низких скоростей течения воды через проточные части насоса, в некоторых случаях возникновение кавитации, нерасчетная нагрузка на подшипники.

На рис. 2.2 рассмотрена работа одиночного насоса на систему распределения воды. Справедливо будет отметить, что при правильно подобранном оборудовании необходимость работы насоса в режимах с подачами меньше Q_z в этом случае не возникнет.

Теперь рассмотрим параллельную работу двух однотипных насосов, один из которых частотно-регулируемый (рис. 2.3).

Из рис. 2.3 видно, что для обеспечения работы в диапазоне Q_B–$Q_{B'}$ регулируемый насос вынужден работать в области малых подач. Кроме того, следует учесть тот факт, что в диапазон Q_B–$Q_{B'}$ входят средние значения водопотребления. Поэтому, в соответствии с исследованиями В.П. Старинского /94/, в данном диапазоне работа насосного оборудования будет наиболее продолжительна, что не может удовлетворять требованиям эффективного и надежного транспортирования воды потребителю.

Эксплуатация параллельно работающего однотипного насосного оборудования в приведенных режимах недопустима. Исправить

ситуацию может применение разнотипных насосов с достаточной степенью разнотипности для предотвращения выхода регулируемого насоса за пределы рабочей области. Также возможен вариант с установкой РЭП на оба насоса. Но это сопряжено с еще большими капитальными затратами, что снижает экономическую привлекательность данного варианта и требует соответствующего ТЭО. Методика определения необходимой степени разнотипности насосов будет рассмотрена в следующих главах.

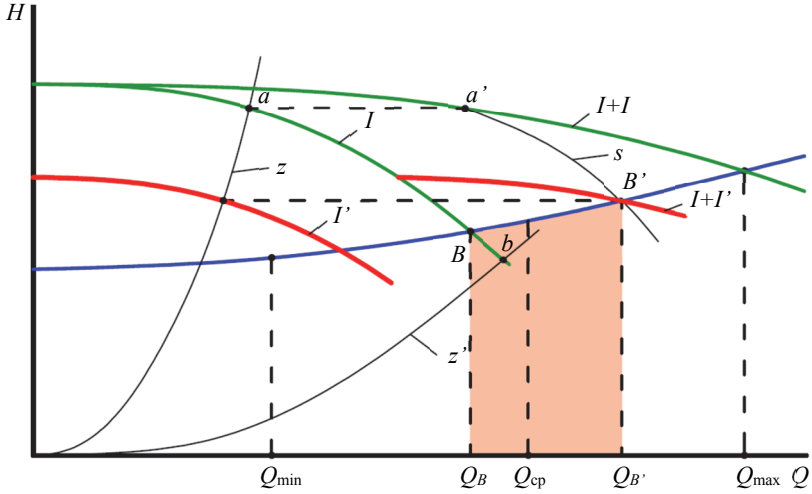

Рис. 2.3. Определение области малых подач при параллельной работе однотипных насосов:
z и *z'*–левая и правая границы рабочей области насоса; *s* – граница рабочей области регулируемого насоса при работающем нерегулируемом;
a–*b* – рабочая зона на номинальной характеристике насоса;
Q_B–$Q_{B'}$ – диапазон работы регулируемого насоса в области малых подач

Применение однотипных насосов совместно с ЧРЭП требует разработки специальных мероприятий и алгоритмов автоматизации работы насосной станции /21/.

Одним из выходов является установка ЧРЭП на двух насосах. Это упростит алгоритм управления, обеспечит работу насосов в пределах рабочей области, но значительно повысит капитальные затраты на установку второго ЧРЭП. Также возможно организовать управление двумя насосными агрегатами одним ПЧТ через функцию

«подхвата». Данное мероприятие хоть и несколько снижает капитальные затраты, но усложняет алгоритм управления насосным оборудованием.

Исходя из рассуждений, представленных выше, можно сделать вывод, что одним из факторов достижения оптимальных технико-экономических показателей работы насосного оборудования является применение разнотипных насосов. Особенно это актуально при использовании ЧРЭП на одном из насосных агрегатов, поскольку позволяет избежать работы насосного оборудования в недопустимых режимах. Но для обеспечения стабильной работы насосного оборудования необходимо, чтобы насосы, работающие параллельно, были достаточно разнотипными и обеспечивали стабильные режимы работы оборудования во всем диапазоне подач. Введем понятие степени разнотипности τ, характеризующее, насколько рассматриваемые насосы отличны друг от друга по производительности при работе в составе рассматриваемой СПРВ /27/.

Степень разнотипности можно определить отношением

$$\tau = \frac{Q_B - Q_B'}{Q_Z}, \tag{2.3}$$

где Q_B – номинальная подача регулируемого насоса, работающего на рассматриваемую систему распределения воды; Q_B' – подача нерегулируемого насоса при напоре H_B; Q_Z – подача насоса на границе рабочей области при напоре H_B (рис. 2.4). При этом можно отметить следующее:

– если $\tau \geq 1$, то работа регулируемого насоса гарантирована в пределах рабочей области;

– если $\tau < 1$, то после включения в работу нерегулируемого насоса регулируемый насос некоторое время будет работать за пределами рабочей зоны.

Соблюдение условия $\tau \geq 1$ гарантирует нахождение режимной характеристики в переделах рабочей зоны насоса и соответственно работу оборудования в допустимых режимах (см. с. 37–39).

Степень разнотипности – величина относительная и зависит не только от типа напорных характеристик рассматриваемых насосов, но и от эквивалентной характеристики системы распределения воды.

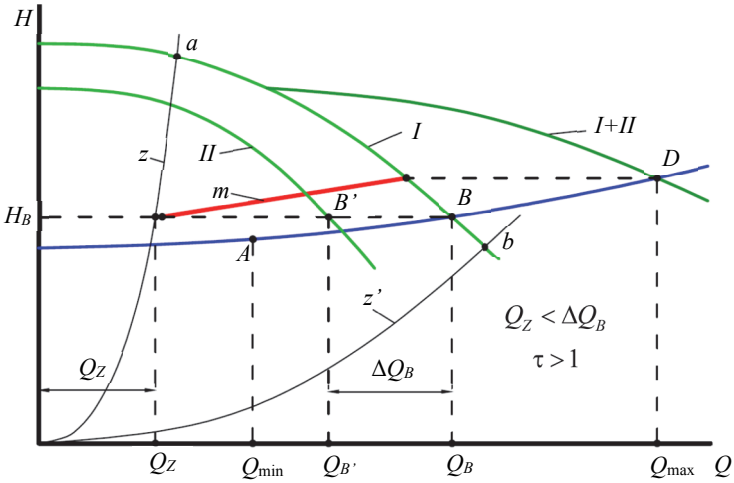

Рис. 2.4. Определение степени разнотипности насосов:
I – частотно-регулируемый насос; *II* – нерегулируемый насос;
m – режимная характеристика регулируемого насоса

С использованием понятий степени разнотипности и режимной характеристики насосов становится возможным еще на стадии подбора оборудования обеспечить стабильные режимы работы во всем диапазоне водопотребления.

Условия энергоэффективной работы насосного оборудования во всем диапазоне водопотребления

Невозможно так подобрать насос, чтобы он одинаково эффективно подавал воду во всем диапазоне водопотребления. Диапазон водопотребления колеблется в широких пределах, максимальное значение водопотребление может в 7 и более раз превышать минимальное, а точка максимального КПД насоса (оптимальная режимная точка) только одна. Ввиду этого необходимо решить вопрос: какому значению водопотребления должна соответствовать оптимальная режимная точка насоса и при каких режимах работы?

Как уже было отмечено некоторыми исследователями /34, 57/, вполне логично было бы обеспечить работу насоса в зоне максимальных КПД наиболее продолжительное время. Однако способов определения наиболее продолжительных режимов работы насоса и соотношения их с оптимальными режимами не предлагалось.

По мнению автора данной работы, наиболее продолжительный диапазон водопотребления проще всего можно определить исходя из анализа обеспеченности водопотребления. В подглаве 1.2 настоящей работы были рассмотрены методы расчета обеспеченности и вероятности возникновения водопотребления. Используя последний параметр, при подборе насосного оборудования можно оценить то, насколько оптимальная режимная точка насоса соответствует наиболее вероятному, а следовательно, и наиболее продолжительному режиму водопотребления.

То есть для обеспечения работы насоса с максимальными КПД наиболее продолжительное время:

$$Q_{\text{опт}} \to Q_{pm}; \tag{2.4}$$

$$Q_{\text{р}} < Q_b, \tag{2.5}$$

где $Q_{\text{опт}}$ – подача насоса в точке максимального КПД $\eta_{\max}$; Q_{pm} – наиболее вероятное значение водопотребления; $Q_{\text{р}}$ – расчетная подача насоса, соответствующая максимальному водопотреблению $Q_{\max}$; Q_b – подача на правой границе рабочей зоны (рис. 2.5).

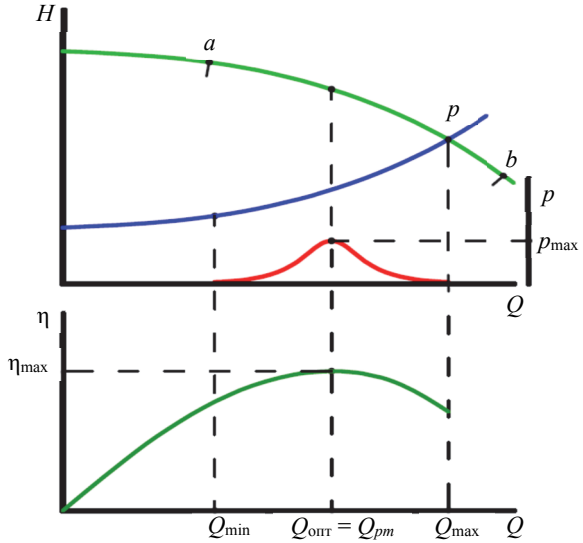

Рис. 2.5. Подбор нерегулируемого насоса при обеспечении его работы в оптимальной точке максимально продолжительное время: p – вероятность возникновения водопотребления

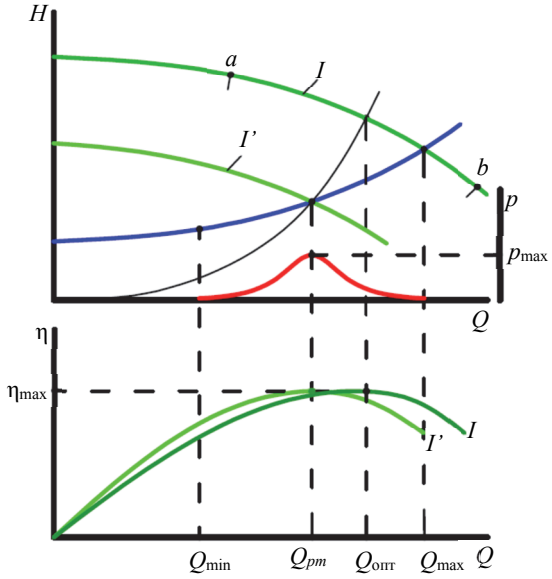

Рис. 2.6. Подбор регулируемого насоса при обеспечении его работы в оптимальной точке максимально продолжительное время: *I* – характеристики насоса при номинальной частоте; *I'* – характеристики насоса при частоте *n'*, соответствующей наиболее вероятной подаче $Q_{рт}$

При использовании частотного регулирования, принимая во внимание принципы подобия режимов работы насосов при изменении частоты вращения рабочего колеса, условие (2.4) примет вид (рис. 2.6):

$$Q_{\text{опт}} \cdot \frac{n_{рт}}{n_{\text{н}}} \to Q_{рт}; \tag{2.6}$$

$$Q_{\text{р}} < Q_b, \tag{2.7}$$

где $n_{рт}$ – частота вращения рабочего колеса при подаче $Q_{рт}$; $n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения рабочего колеса.

Соблюдая вышеперечисленные условия, можно при выборе насосного оборудования выбрать такой насос, который максимально возможное время будет работать в режимах, близких к оптимальному режиму.

Но при этом не стоит забывать, что условия (2.4) и (2.5) носят приблизительный характер и предназначены скорее не для выбора

самого подходящего варианта, а для отсеивания заведомо неподходящих. Поэтому конкурирующие по условиям (2.4), (2.5) или (2.6), (2.7) варианты должны подвергаться более подробному анализу и технико-экономическому расчету.

Следует отметить, что вероятность возникновения водопотребления p определяется путем дифференцирования уравнения кривой обеспеченности /94, с. 21/. Исходя из анализа кривых обеспеченности, можно увидеть, что наиболее вероятное водопотребление (для всех значений C_v) наблюдается в районе среднего водопотребления (при $M \approx 1$). Поскольку рассматриваемые в данном разделе критерии носят оценочный характер, то в первом приближении справедливо будет принять, что $Q_{pm} = Q_{\text{ср}}$. Тогда условия (2.4) и (2.6) можно выразить в виде:

$$Q_{\text{опт}} \to Q_{\text{ср}}; \tag{2.8}$$

$$Q_{\text{опт}} \cdot \frac{n_{pm}}{n_{\text{н}}} \to Q_{\text{ср}}. \tag{2.9}$$

Условия возникновения неустановившихся режимов работы

В практике насосостроения встречаются конструкции насосов, которые развивают максимальный напор при подаче, отличной от нуля, т. е. имеют восходящий участок характеристики. Стабильная работа таких насосов на систему распределения воды обеспечивается при выполнении соотношений (2.10) /98, с. 63/:

$$H_{\text{г}} < H_0 \text{ и } \frac{\Delta H_{\text{сис}}}{\Delta Q} < \frac{\Delta H_{\text{нас}}}{\Delta Q}, \tag{2.10}$$

где $H_{\text{г}}$ – геометрическая составляющая требуемого напора в сети; H_0 – напор, развиваемый насосом при нулевой подаче; $\Delta H_{\text{сис}}$ и $\Delta H_{\text{нас}}$ – величины изменения требуемого напора системы и напора, развиваемого насосом при изменении значения водопотребления на величину ΔQ. В противном случае возможно возникновение неустановившихся режимов работы и «помпажа». Неустановившиеся режимы при условии работы насоса с постоянной частотой вращения рабочего колеса подробно рассмотрены в работах многих исследователей /34, 58, 68, 99, 104, 108, 109/.

Работа насоса в неустановившихся режимах из-за скачкообразной смены подачи и напора может привести не только к выходу самого насосного оборудования из строя, но и к серьезным авариям на водопроводной сети по причине возникновения гидравлических ударов. Ввиду этого при подборе насосного оборудования необходимо производить проверку на возможность возникновения «помпажа» и входа насоса в неустановившиеся режимы. Методы проведения такой проверки подробно будут рассмотрены в следующих главах.

Рассмотрим режимы работы центробежного насоса с восходящей характеристикой на систему распределения воды при частотном регулировании (рис. 2.7).

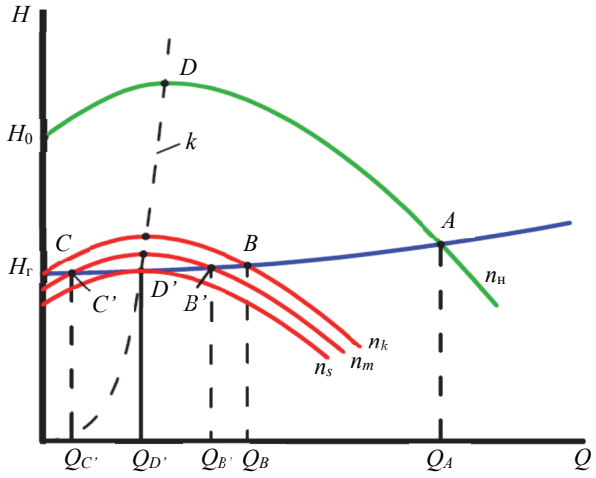

Рис. 2.7. Границы неустановившихся режимов работы насосного оборудования:
I – характеристика насоса при номинальной частоте;
I + *I* – суммарная характеристика работы двух насосов при номинальной частоте; *I'* – характеристика насоса при частоте *n'*; *I* + *I'* – суммарная характеристика работы регулируемого с частотой *n'* и нерегулируемого насоса; *k* – линия перемещения точки максимального напора регулируемого насоса; *s* – линия перемещения точки максимального напора суммарной характеристики регулируемого и нерегулируемого насосов

В соответствии с условием (2.10) работа насоса в режимах непосредственно на восходящем участке характеристики является неустойчивой. Поэтому, согласно выражениям (1.15)–(1.17), при частотном

регулировании кривая пропорциональности k, проходящая через точку максимального напора D (на номинальной характеристике насоса), будет ограничивать слева область неустановившихся режимов. Следовательно, частота насоса может быть снижена до значения n_s (режимная точка D') без опасности возникновения неустановившихся режимов.

Но наличие в системе распределения воды аккумулирующих емкостей, воздушных колпаков и т. д. может вызвать возникновение колебаний и смещение режимной точки из режима B' в режим C' (при частоте n_m) (явление «помпажа») /109, с. 109/. В виду этого в рассматриваемой системе работа насоса рекомендуется с частотой не ниже n_k для обеспечения устойчивой работы. Исходя из вышесказанного, можно первую часть условия (2.11) выразить в виде:

$$H_{\text{г}} < H_0 \cdot \left(\frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{н}}}\right)^2, \; n_{\text{р}} > n_k. \qquad (2.11)$$

Как показывает практика и анализ характеристик различных центробежных насосов, величина Q_B, как правило, меньше минимального водопотребления $Q_{\min}$. Следовательно, вероятность того, что возникнет необходимость работы с частотой меньше n_k, невелика.

Теперь рассмотрим режимы параллельной работы двух насосов с восходящей характеристикой, один из которых – частотно-регулируемый (рис. 2.8).

Следуя логике рассуждения как в предыдущем случае, очевидно, что при работе регулируемого насоса с частотой вращения рабочего колеса ниже n' параллельно с нерегулируемым насосом будут иметь место неустановившиеся режимы работы. При этом диапазон подач Q_B–$Q_{B'}$ рассматриваемое насосное оборудование изменением частоты вращения рабочего колеса обеспечить не сможет без привлечения других методов регулирования (например, дросселирования). Возможность возникновения неустановившихся режимов должна исключаться, если соблюдается условие (2.12):

$$H_{\text{В}} < H_0 \cdot \left(\frac{n_{\text{р}}}{n_{\text{н}}}\right)^2, \; n_{\text{р}} > n', \qquad (2.12)$$

где H_B – напор, развиваемый одним нерегулируем насосом при работе на распределительную сеть.

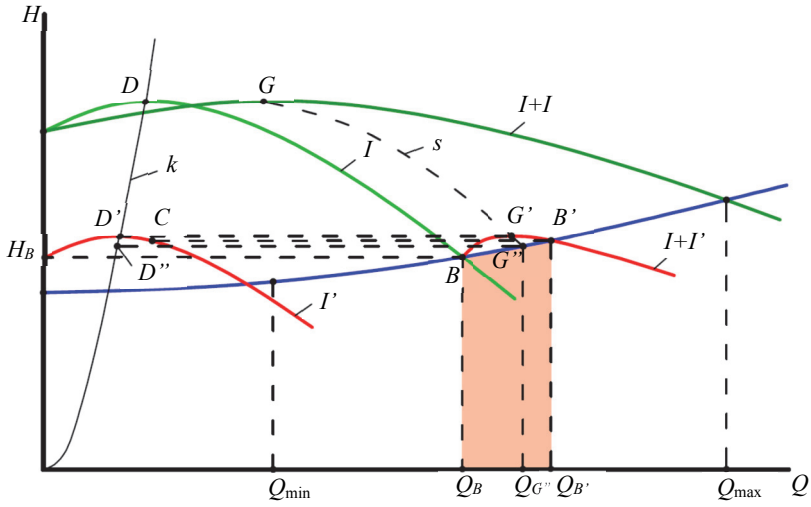

Рис. 2.8. Границы неустановившихся режимов параллельной работы насосного оборудования

Очевидно, что выполнение условия (2.12) невозможно при параллельной работе однотипных насосов, один из которых частотно-регулируемый. Использование других методов регулирования для обеспечения диапазона подач Q_B–Q_A (рис. 2.8) не является целесообразным, так как значительно усложняет систему автоматики и алгоритм управления. Наиболее рациональным приемом, позволяющим решить данную проблему, является применение разнотипных насосов.

2.2. Принципы подбора насосного оборудования и выбора конкурентоспособных вариантов

Подбор насосного оборудования должен производиться на основании результатов гидравлического расчета распределительной сети. В результате должны быть определены граничные режимы водопотребления: $Q_{min} - H_{min}$ и $Q_{max} - H_{max}$, – определяющие границы работы насосного оборудования. Кроме того, в результате гидравлического расчета должна быть определена эквивалентная характе-

ристика сети (1.1). Это достаточный набор данных для обычного подбора насосного оборудования, но недостаточный для обоснованного выбора конкурентноспособных вариантов для технико-экономических расчетов.

На основании подглавы 2.1 можно дать следующие рекомендации для подбора насосного оборудования с ЧРЭП.

1. Должна быть обеспечена работа насосного оборудования в зоне максимальных КПД наиболее продолжительное время. Для достижения этого подбор насосного оборудования должен производиться с учетом условий (2.6)–(2.7) или (2.8)–(2.9). При этом, помимо выполнения самих условий, необходимо учитывать и абсолютные значения КПД рассматриваемых насосов. Исходя из ограниченности номенклатуры насосов, вполне логично выбирать для дальнейшего рассмотрения варианты, в которых режимной точке наиболее вероятного водопотребления Q_{pm} будут соответствовать режимы с наибольшим абсолютным значением КПД.

2. В случае необходимости подбора нескольких параллельно работающих насосов, для обеспечения стабильной и эффективной работы важно соблюсти следующие условия:

а) невозможна стабильная и эффективная параллельная работа группы однотипных насосов, если один из них оборудован ЧРЭП (см. подглаву 2.1). Поэтому должен осуществляться подбор разнотипных насосов и таким образом, чтобы ЧРЭП был оборудован «больший» насос. Нерегулируемые «меньшие» насосы при этом могут быть однотипными. Достаточная степень разнотипности определяется исходя из условия (2.3);

б) при невозможности оборудования насосной станции разнотипными насосными агрегатами РЭП должны быть оборудованы два однотипных насоса;

в) при параллельной работе насосов если значение водопотребления Q_{pm} обеспечивает несколько работающих насосов с фактическим напором H_{pm}, то соответствие данного варианта требованиям энергоэффективности следует определять по суммарному КПД работающих насосов:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_{pm}}{\sum \frac{Q_i}{\eta_i}}, \qquad (2.13)$$

где Q_i и η_i – подача и КПД i-го работающего насоса при напоре H_{pm}.

Стоимостью насосного оборудования на данной стадии можно пренебречь, так как доля капитальных затрат в структуре общих затрат на эксплуатацию насоса, как показывает практика /66, с. 154/, не превышает 10% и при этом постоянно снижается с ростом срока эксплуатации.

Руководствуясь вышеизложенными рекомендациями, можно определить конечное количество конкурентоспособных вариантов еще на стадии подбора насосного оборудования. Выбор наиболее подходящего варианта должен производиться на основании детального анализа и ТЭО.

Глава 3

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЗА РАСЧЕТНЫЙ ПЕРИОД ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СПРВ И СПСВ

Как уже отмечалось в предыдущих главах, методика расчета и анализа режимов работы насосов с РЭП необходима, в первую очередь, для обоснованного выбора вариантов системы подачи воды с наименьшим энергопотреблением при полном обеспечении требуемых технологических (расчетные подача и напор) и технических (работа насоса в стабильных режимах) параметров. Данная методика может быть применена не только при проектировании вновь строящихся объектов, но и при реконструкции и модернизации существующих насосных станций и установок, для обоснования внедрения РЭП.

Кроме того, методика может быть использована и на действующих объектах с целью определения потенциала экономии электроэнергии и оптимизации режимов работы существующего насосного оборудования.

К расчетам по предлагаемой методике следует приступать, когда произведен подбор насосного оборудования и определены основные конкурентоспособные варианты (см. главу 2). Поскольку соответствие каждого из рассматриваемых вариантов требуемым технологическим параметрам задается еще в процессе подбора насосного оборудования, то основной упор при расчетах делается на определение энергопотребления оборудования. Соответствие технологическим и техническим параметрам лишь уточняется. Весь процесс расчетов по данной методике может быть подразделен на следующие этапы:

а) расчет режимов работы насосного оборудования во всем диапазоне водопотребления по каждому из рассматриваемых вариантов. Цель – определение зависимости потребляемой мощности N от водопотребления Q_i во всем диапазоне от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$;

б) определение аналитической зависимости обеспеченности водопотребления на основании статистических данных за расчетный период или при помощи методики В.П. Старинского /94/;

в) определение аналитической зависимости обеспеченности потребляемой мощности в течение расчетного периода, расчет объема энергопотребления за расчетный период по каждому из рассматриваемых вариантов;

г) сравнение вариантов по критерию наименьших затрат энергии. Выбор оптимального варианта для дальнейшего проектирования или внедрения.

3.1. Аналитические характеристики частотно-регулируемых центробежных насосов

Использование для расчета и анализа режимов работы насосного оборудования компьютерных технологий подразумевает наличие соответствующих аналитических зависимостей. Основные характеристики центробежных насосов, как правило, с высокой степенью точности поддаются математическому описанию. Это позволяет использовать их в методиках компьютерного расчета режимов работы насосного оборудования.

На протяжении всего времени существования вопроса многими исследователями разрабатывались и предлагались различные аналитические зависимости, характеризующие основные параметры центробежного насоса.

В главе 1 были уже рассмотрены несколько вариантов аналитических уравнений напорных характеристик центробежных насосов, представленных в работах К. Пфлейдерера (1.18) и Е.А. Прегера (1.19). Если уравнение (1.19) выразить в общем виде для частотно-регулируемого насоса /78, с. 5/:

$$H = a_0 \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right)^2 + a_1 \cdot \left(\frac{n}{n_{\text{н}}}\right) \cdot Q + a_2 \cdot Q^2, \qquad (3.1)$$

где n и Q – переменные; $n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения рабочего колеса; то взаимосвязь уравнений (1.12) и (1.13) выразится отношением коэффициентов:

$$k_1 = \frac{a_0}{n_н^2}; \tag{3.2}$$

$$k_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{a_1}{n_н}; \tag{3.3}$$

$$k_3 = a_2. \tag{3.4}$$

Таким образом, имеются два способа определения коэффициентов a и k:

– расчетным путем, исходя из геометрических размеров проточной части насоса и рабочего колеса /84, с. 432/;

– путем аппроксимации паспортных графических характеристик или данных, полученных путем натурных испытаний насоса.

Приемлемость того или иного способа должна оцениваться в каждом конкретном случае исходя из наличия или возможности получения тех или иных данных.

Поскольку использование коэффициентов a более широко распространено в практике проектирования, в данной работе в качестве уравнения напорной характеристики $Q – H$ частотно-регулируемого центробежного насоса примем выражение (3.1).

Если решить уравнение (3.1) относительно n, получим зависимость, определяющую требуемую частоту вращения рабочего колеса насоса в заданной режимной точке с параметрами Q и H:

$$n = n_н \cdot \frac{\sqrt{(a_1 \cdot Q)^2 - 4 \cdot a_0 \left(H - a_2 \cdot Q^2\right)} - a_1 \cdot Q}{2 \cdot a_0}. \tag{3.5}$$

Е.А. Прегером также предложено уравнение характеристики потребляемой мощности $Q – N$ для номинальной частоты вращения рабочего колеса (1.20). В общем виде для частотно-регулируемого насоса это уравнение, согласно закону подобия, имеет вид /78, с. 5/:

$$N = b_0 \cdot \left(\frac{n}{n_н}\right)^3 + b_1 \cdot \left(\frac{n}{n_н}\right)^2 \cdot Q + b_2 \cdot \left(\frac{n}{n_н}\right) \cdot Q^2. \tag{3.6}$$

Также в каждом конкретном режиме потребляемую насосом мощность можно определить по формуле

$$N_i = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \tag{3.7}$$

где ρ – плотность перекачиваемой жидкости (для чистой воды ρ ≈ 1); g – ускорение свободного падения; η – КПД насоса, определяемый из выражения (1.21) или, для режимов работы с переменной частотой вращения рабочего колеса с учетом формулы Муди /71/, по выражению

$$\eta = 1 - \frac{\left(1 - c_0 + c_1 \cdot Q \cdot \left(\frac{n_н}{n}\right) + c_2 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{n_н}{n}\right)^2\right)}{\left(\frac{n}{n_н}\right)^{0.36}}. \tag{3.8}$$

Но, как уже отмечалось выше, уравнения (3.8) и, соответственно, (3.7) имеют достаточную точность только в пределах рабочей зоны (области) насоса. В связи с этим в случае необходимости анализа работы насоса за пределами рабочей зоны (области) рекомендуется использовать уравнение (3.6) для расчета потребляемой мощности.

Используя выражения (3.1), (3.5)–(3.8), достаточно просто рассчитать режимы работы одного частотно-регулируемого насоса при работе на систему распределения воды. При параллельной работе группы насосов сложность расчетов увеличивается пропорционально количеству работающих агрегатов. В первую очередь это связано со сложностью аналитического выражения суммарных характеристик параллельной работы насосов.

Достаточно просто выразить суммарную характеристику при параллельной работе однотипных насосов при номинальной частоте вращения рабочего колеса:

$$H = a_0 + a_1 \cdot \frac{1}{m} \cdot Q + a_2 \cdot \frac{1}{m^2} \cdot Q^2, \tag{3.9}$$

где m – количество параллельно работающих насосов. Но при параллельной работе разнотипных насосов или работе однотипных насосов с различными частотами вращения рабочего колеса определение уравнения суммарной характеристики является достаточно сложной задачей.

Если уравнение суммарной характеристики параллельно работающих насосов при номинальной частоте выразить в виде полинома второй степени:

$$H = a_0' + a_1' \cdot Q + a_2' \cdot Q^2, \tag{3.10}$$

то неизвестными будут коэффициенты a_0', a_1' и a_2'. Для их определения можно составить систему из трех уравнений:

$$\begin{cases} H_1 = a_0' + a_1' \cdot Q_1 + a_2' \cdot Q_1^2; \\ H_2 = a_0' + a_1' \cdot Q_2 + a_2' \cdot Q_2^2; \\ H_3 = a_0' + a_{11}' \cdot Q_3 + a_2' \cdot Q_3^2, \end{cases} \tag{3.11}$$

где Q_1, Q_2, Q_3 – сумма подач параллельно работающих насосов при напорах H_1, H_2, H_3 соответственно (рис. 3.1), определенные исходя из выражений (3.12) и (3.13):

$$Q_i = \sum Q_j^i; \tag{3.12}$$

$$Q_j^i = -\frac{\sqrt{a_1^2 - 4 \cdot a_2 \left(a_0 - H_i\right)} + a_1}{2 \cdot a_2}, \tag{3.13}$$

где Q_j^i – подача j-го насоса при напоре H_i. Потребляемую мощность в этом случае можно определить следующим образом:

$$N_i = \sum N_j^i, \tag{3.14}$$

где N_j^i – потребляемая мощность j-м насосом при подаче Q_j^i и напоре H_i, определенная исходя из выражений (3.6) или (3.7).

Следуя указанным выше алгоритмам, можно в виде выражения (3.10) представить суммарную характеристику любого количества параллельно работающих насосов. Этот же порядок расчета может быть использован и при определении суммарной характеристики регулируемого и нерегулируемого насосов. Но поскольку аналитическая зависимость суммарной характеристики насосов в предлагаемой методике используется только для определения переходных режимов работы насосного оборудования при номинальной частоте вращения рабочего колеса, нет необходимости выражать характеристику (3.10) для переменной частоты регулируемого насоса. Кроме того, для подробного анализа режимов работы рассматриваемого насосного оборудования необходимо рассматривать режимы работы каждого насоса в отдельности, чего характеристика (3.10) не позволяет сделать в необходимом объеме. Уравнения (3.6), (3.7) или (3.14) дают возможность найти потребляемую насосом

мощность только в отдельных режимных точках, определяя зависимость величины потребляемой мощности от подачи насоса. Но как уже отмечалось, данной зависимости недостаточно для оценки объема затрат энергии насосом за расчетный период.

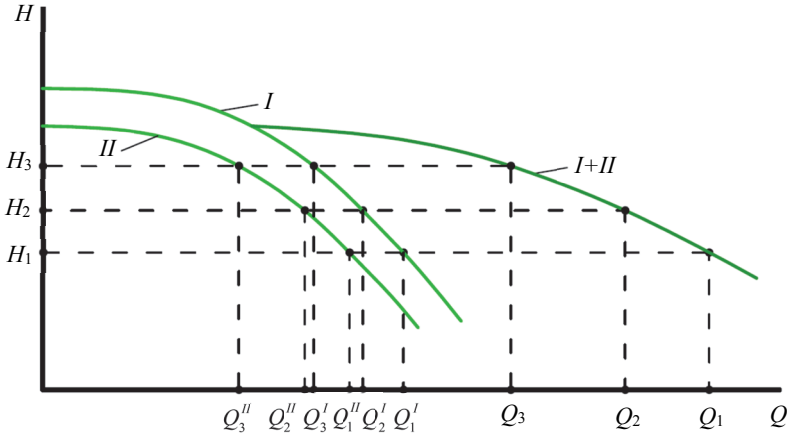

Рис. 3.1. Определение суммарной характеристики двух параллельно работающих разнотипных насосов:
1, 2, 3 – номера расчетных точек (*i*); *I*, *II* – порядковые номера насосов (*j*)

Поскольку объем потребленной энергии можно оценить только в разрезе времени, то для точного расчета необходимо определить продолжительность работы насоса в каждой режимной точке за расчетный период. Решить данную задачу можно путем расчета обеспеченности водопотребления и соответственно подачи насосной станцией воды в распределительную сеть.

3.2. Анализ водопотребления. Основные расчетные параметры системы распределения воды

Работу системы распределения воды характеризуют два основных параметра: зависимость требуемого напора у насосной станции от значения водопотребления и распределение неравномерности водопотребления во времени.

1. Наиболее распространенным выражением, характеризующим зависимость требуемого напора насосной станции от водопотребления, является уравнение эквивалентной характеристики (1.1). Использование эквивалентной характеристики подразумевает под собой допущение, что изменение водоотбора из всех точек системы происходит пропорционально, вследствие чего требуемые напоры изменяются в строгой зависимости от подачи воды в систему. Фактическое положение и форма характеристики системы распределения воды изменяются в зависимости от распределения водоотбора по площади системы распределения воды, что подробно рассмотрено в статье Б.С. Лезнова /48/. По сути, эквивалентная характеристика отображает средние значения напоров при определенной подаче воды в систему распределения. Поэтому вполне допустимо использовать в расчетах усредненную эквивалентную характеристику системы. Кроме того, изменение характеристики системы не зависит от насосного оборудования, поэтому использование в расчетах эквивалентной характеристики не может оказать непосредственного влияния на сравнительный анализ вариантов.

2. Как уже было отмечено в /94/, наиболее информативно характеризует неравномерность водопотребления кривая обеспеченности водопотребления.

Кривые обеспеченности $p = f(M)$, полученные по методике В.П. Старинского /94/, с достаточной степенью точности можно аппроксимировать полиномом вида (3.15) и (3.16) (достоверность аппроксимации $R^2 = 0{,}9999$):

$$p = a + b \cdot M + c \cdot M^2 + d \cdot M^3 + e \cdot M^4 + f \cdot M^5; \qquad (3.15)$$

$$t_i = \frac{T}{100} \cdot \left(a + b \cdot M + c \cdot M^2 + d \cdot M^3 + e \cdot M^4 + f \cdot M^5\right), \qquad (3.16)$$

где t_i – продолжительность времени внутри расчетного периода T, за которое будет обеспечен режим водопотребления Q_i; M – модульный коэффициент:

$$M_i = \frac{Q_i}{Q_{\text{ср}}}, \qquad (3.17)$$

$Q_{\text{ср}}$ – среднее водопотребление за расчетный период; a, b, c, d, e, f – эмпирические коэффициенты обеспеченности, получаемые путем аппроксимации. Для промежуточных значений C_v коэффициенты a,

b, *c*, *d*, *e*, *f*, как показывает практика, можно получить путем линейной интерполяции. Выражения (3.15) и (3.16) довольно громоздки и неудобны для ручного расчета, но при использовании современной вычислительной техники это не имеет большого значения.

Проинтегрировав выражение (3.16) при определенном значении C_v в пределах от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$, получаем величину потребленного за расчетный период объема воды Q_T:

$$Q_T = \int_{Q_{\min}}^{Q_{\max}} t(Q)dQ. \tag{3.18}$$

Возможность определения объема потребленной воды за расчетный период (рис. 3.2) позволяет говорить о возможности определения потребляемой энергии за этот же период.

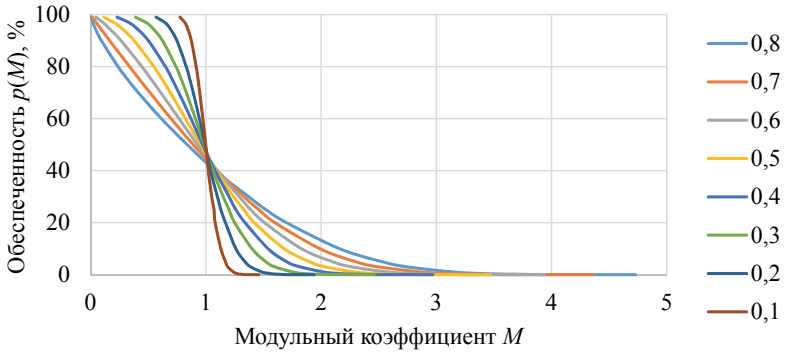

Рис. 3.2. Кривые обеспеченности водопотребления для значений C_v от 0,1 до 0,8: $p(M)$ – обеспеченность водопотребления, выраженная в процентах от продолжительности расчетного периода

3.3. Расчет режимов работы насосного оборудования с ЧРЭП на систему распределения воды

Расчет режимов работы насосного оборудования сводится к определению мгновенной мощности, потребляемой насосом на транспортирование воды во всем диапазоне водопотребления, и установлению зависимости потребляемой мощности от значения фактического

водопотребления. Можно выделить следующие характерные случаи, возникающие при решении поставленной задачи.

Работа одиночного насоса на систему распределения воды (насосные станции II и III категории надежности). Наиболее простой для расчета случай, так как все основные характеристики системы определены (см. подглаву 3.1) в явном виде. Зависимость потребляемой насосом мощности от значения водопотребления определяется уравнением (3.6) для частотно-регулируемого насоса. При выборе таких систем необходимо учитывать следующее:

– для обеспечения подач во всем диапазоне водопотребления может потребоваться снижение частоты вращения рабочего колеса ниже рекомендуемого минимума (многие производители не рекомендуют эксплуатировать насос с частотой ниже 50% от номинальной частоты). Это связано с тем, что при глубине регулирования менее 50% от номинальной частоты показатели эффективности насоса и электродвигателя резко снижаются;

– диапазон водопотребления в ряде случаев может оказаться больше рабочей области насоса, что повлечет за собой работу насоса в нестабильных режимах.

Параллельная работа двух однотипных насосов на систему распределения воды. Также несложный случай для расчета, если принять во внимание то, что оба насоса могут одновременно изменять частоту вращения рабочего колеса. В противном случае эксплуатация заведомо не эффективна. Режимы работы во всем диапазоне водопотребления можно разделить на два участка (рис. 3.3):

1) Q_{min}–Q_B – работает один насос. Частота вращения рабочего колеса изменяется в пределах от n до n'' (характеристика насоса будет изменять свое положение от I до I''). Режимы работы на участке A–B рассчитываются так же, как и в предыдущем случае. Зависимость потребляемой мощности от водопотребления будет соответствовать кривой N (зависимость (3.6));

2) Q_B–Q_{max} – работают два насоса с синхронной частотой вращения рабочего колеса. Частота вращения рабочего колеса каждого насоса изменяется в пределах от n до n' (характеристика одного насоса будет изменять свое положение от I до I', а суммарная характеристика – от $I + I$ до $I' + I'$). Поскольку насосы однотипные, то для расчета режимов работы насосов на участке B–C достаточно рассмотреть работу одного насоса на режимной характеристике E–D. Полученную зависимость потребляемой мощности N' проецируем

на участок *B–C*. Удвоив *N'*, получаем зависимость суммарной потребляемой мощности двумя насосами *N''* на участке *B–C*. Зависимость (3.6) для совместной работы двух однотипных насосов в таком случае можно выразить в виде:

$$N'' = 2 \cdot \left[b_0 \cdot \left(\frac{n}{n_н} \right)^3 + b_1 \cdot \left(\frac{n}{n_н} \right)^2 \cdot Q + b_2 \cdot \left(\frac{n}{n_н} \right) \cdot Q^2 \right], \qquad (3.19)$$

где Q и n – параметры, определенные для режимной характеристики одного насоса.

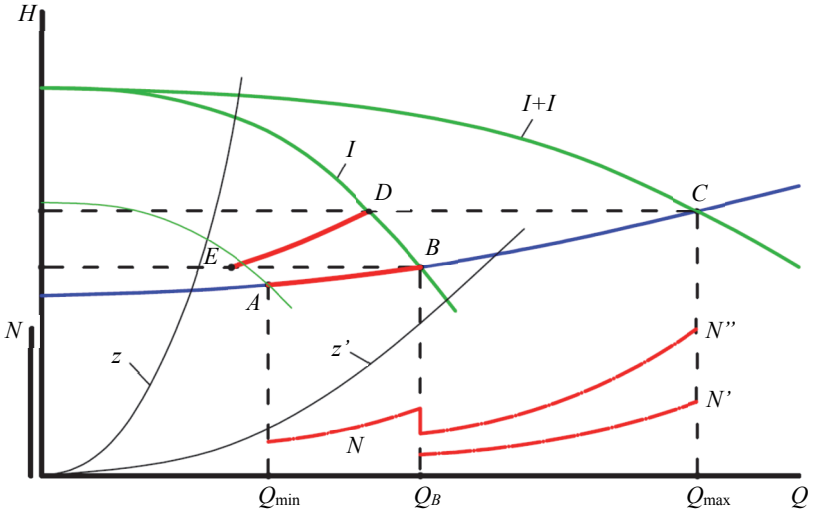

Рис. 3.3. Режимы работы однотипных насосов:
E–D – режимная характеристика насоса; *z* и *z'* – границы рабочей области

Параллельная работа группы разнотипных насосов на систему распределения воды. В данном случае ЧРЭП достаточно оборудовать один насос из группы с наибольшей номинальной подачей при условии, что степень разнотипности τ насоса из группы с самой наибольшей и самой наименьшей производительностью больше 1. Следует отметить, что к этому случаю можно отнести и параллельную работу группы однотипных насосов, в которой как минимум два насоса оборудованы ЧРЭП.

Данный случай наиболее сложен в расчете режимов работы, так как требует одновременного анализа режимов всех работающих насосов. В качестве примера рассмотрим порядок расчета режимов параллельной работы трех насосов: насоса *I* (с наибольшей подачей), оборудованного ЧРЭП, и двух однотипных нерегулируемых насосов *II* (рис. 3.4).

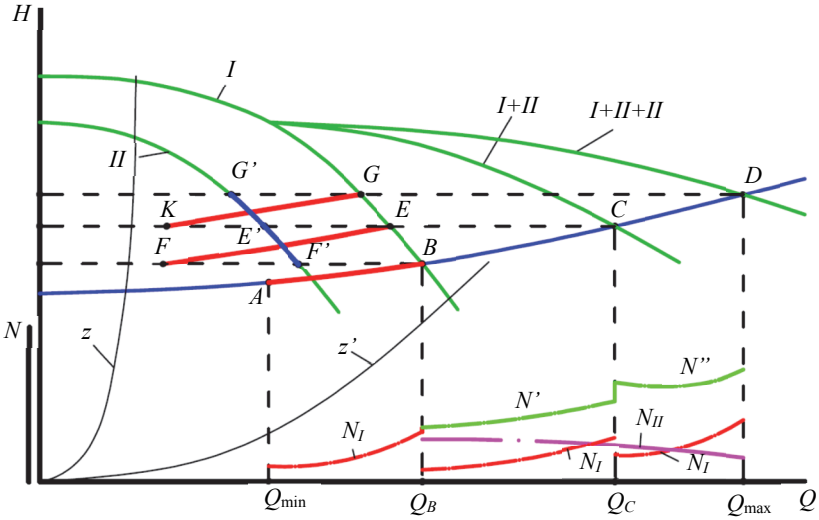

Рис. 3.4. Режимы работы разнотипных насосов:
I – номинальная характеристика частотно-регулируемого насоса;
II – характеристика нерегулируемого насоса; N_I и N_{II} – потребляемая мощность насосами *I* и *II* соответственно; *N'* и *N''* – суммарная потребляемая мощность насосами на участках *B–C* и *C–D* соответственно

В этом случае диапазон водопотребления делится на три участка:

1) Q_{min}–Q_B – участок работы одного регулируемого насоса *I*. Потребляемая мощность N_I, как и в предыдущих случаях, будет определяться исходя из выражения (3.6);

2) Q_B–Q_C – участок работы двух насосов – частотно-регулируемого *I* и нерегулируемого *II*. Режимам работы регулируемого насоса *I* на этом участке будет соответствовать режимная характеристика *F–E*, режимам нерегулируемого насоса *II* – участок его напорной характеристики *F'–E'*. Определив потребляемые мощности на этих

участках: N_i для насоса *I* по формуле (3.6), N_{ii} для насоса *II* по формуле (3.19) – и спроецировав их на участок *B–C*, можно путем сложения определить суммарную потребляемую мощность *N'* на этом участке:

$$N' = N_I + N_{II}; \tag{3.20}$$

3) Q_C–$Q_{\max}$ – участок работы трех насосов: частотно-регулируемого *I* и двух нерегулируемых *II*. Режимам работы регулируемого насоса *I* на этом участке будет соответствовать режимная характеристика *K–G*, режимам каждого из нерегулируемых насосов *II* – участок их напорной характеристики *E'–G'*. Потребляемая мощность *N''* на этом участке определяется тем же путем, что и на предыдущем:

$$N' = N_I + N_{II} + N_{III}. \tag{3.21}$$

Следует отметить, что с увеличением количества параллельно работающих насосов потребляемая мощность каждого отдельного насоса снижается. Ввиду этого мощность электродвигателя надлежит подбирать для режимов работы одного насоса на систему распределения воды, так как только в этих режимах нагрузка на электропривод будет максимальна. В рассматриваемом случае регулируемый насос *I* будем потреблять максимум энергии в режимной точке *B*. Поскольку работа только одного нерегулируемого насоса *II* на систему распределения воды не предусматривается, то режимной точкой с максимальным потреблением энергии нерегулируемым насосом будет точка *F'*.

Руководствуясь рассмотренным выше алгоритмом, можно определить зависимость потребляемой насосами энергии от водопотребления для любых возможных режимов работы насосного оборудования.

3.4. Методика прямого расчета объема энергопотребления за расчетный период

Расчет объема водопотребления за расчетный период при помощи кривых обеспеченности рассмотрен в подглаве 3.2. Используя ту же логику рассуждений, можно определить и объем энергопотребления за тот же период.

Определив зависимость энергопотребления от водопотребления по предложенному в предыдущем разделе алгоритму, ее можно совместить с кривой обеспеченности водопотребления, как это показано на рис. 3.5.

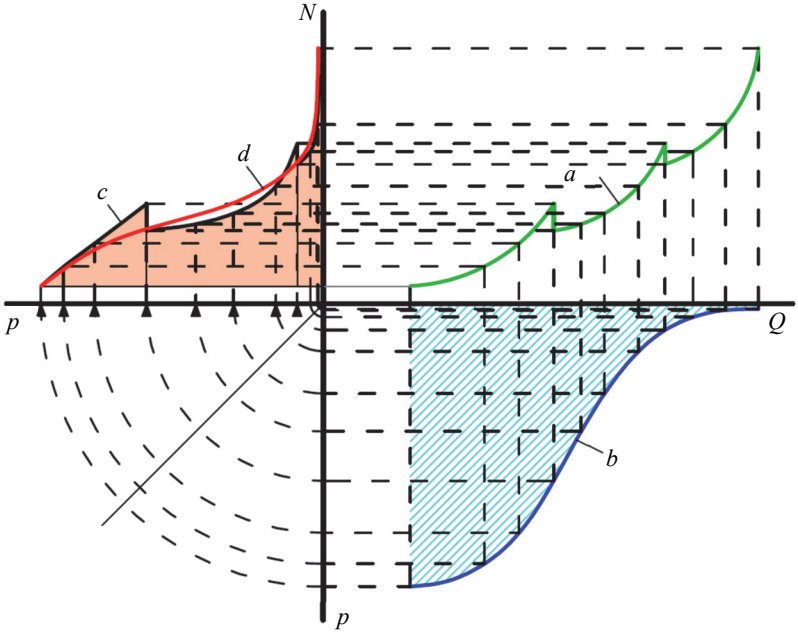

Рис. 3.5. Определение обеспеченности энергопотребления:
a – зависимость потребляемой мощности от водопотребления;
b – обеспеченность водопотребления; *c* – фактическая обеспеченность энергопотребления по участкам; *d* – аппроксимирующая кривая обеспеченности энергопотребления

Логично предположить, что если любое значение водопотребления Q_i имеет обеспеченность p_i, то значение энергопотребления N, соответствующее Q_i, будет иметь такую же обеспеченность p_i. Исходя из этого предположения, нетрудно определить обеспеченность энергопотребления во всем диапазоне от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$. Поскольку полученная кривая *b* (рис. 3.5) имеет сложный вид и трудно выразима математически, имеет смысл ее аппроксимировать кривой *c*, что позволит получить общую кривую обеспеченности энергопотребления (3.22):

$$p = a' + b' \cdot N + c' \cdot N^2 + d' \cdot N^3 + e' \cdot N^4 + f' \cdot N^5, \qquad (3.22)$$

где a', b', c', d', e', f' – эмпирические коэффициенты обеспеченности энергопотребления.

Интегрируя зависимость (3.22) в пределах от $N_{\min}$ до $N_{\max}$ и умножая полученный результат на продолжительность расчетного периода T, имеем в итоге объем затрат энергии на транспортирование воды за расчетный период W_T:

$$W_T = T \cdot \int_{N_{\min}}^{N_{\max}} t(N)dN. \qquad (3.23)$$

Полученное значение W_T можно использовать для сравнения различных вариантов. Соответственно вариант, имеющий наименьшее значение W_T, должен в первую очередь приниматься к рассмотрению в ТЭО. Но, как показывает практика, более корректно сравнение вариантов производить не по абсолютному значению энергопотребления W_T, а по удельному энергопотреблению $w_{\text{уд}}$, отнесенному к метру кубическому воды, поданной в распределительную систему. В этом случае удельное энергопотребление можно определить следующим образом:

$$w_{\text{уд}} = \frac{W_T}{Q_T}. \qquad (3.24)$$

Удельное энергопотребление является более универсальным параметром для определения оптимального варианта, и особенно при анализе энергопотребления действующих объектов. Это связано с тем, что фактический объем подаваемой воды в сеть за расчетный период может значительно отличаться от расчетного расхода (как правило, в меньшую сторону). Соответственно, и сравнение вариантов по абсолютным величинам потребляемой электроэнергии в этом случае будет некорректно.

Глава 4

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

4.1. Определения индекса экологичной эксплуатации насосного оборудования в рамках разработанной методики расчета режимов работы

Как уже было показано в предыдущих главах, обоснованное внедрение ЧРЭП на насосных станциях СПРВ и СПСВ позволяет значительно снизить энергозатраты на транспортирование воды потребителю. Согласно положениям действующей нормативной литературы как на территории Республики Беларусь, так и за рубежом /59, 132/, основным фактором воздействия на экологию энергетического оборудования является уровень энергопотребления. Для удобства сравнения данный показатель рекомендуется определять относительно единицы выпускаемой продукции. Для насосного оборудования это величина удельного энергопотребления (3.24).

Данный показатель позволяет оценить и сравнить энергопотребление насосной станции в целом при вариантном проектировании или при выборе конкурентноспособных комплектов насосного оборудования для реконструкции объекта и т. д. Оценить уровень использования потенциала энергоэффективности каждого конкретного насоса в составе насосной станции при помощи удельного энергопотребления весьма затруднительно.

Для решения такой задачи больше подошел бы показатель, характеризующий отклонение фактического энергопотребления в каждом конкретном режиме работы от эталонного режима с максимально возможной для данного насоса энергоэффективностью. Эталонным режимом вполне справедливо можно назначить режим работы насоса, в котором будет обеспечиваться максимальный КПД (оптимальная рабочая точка насоса, см. с. 43–46). Тогда в качестве

требуемого показателя может быть выбран индекс экологичной эксплуатации насосного оборудования EFI (Eco-Friendly Index) /105/:

$$\mathrm{EFI}_i = t_i \cdot \left(\frac{N_{\text{уд}}^{i} - N_{\text{уд}}^{\text{опт}}}{N_{\text{уд}}^{\text{опт}}} \right), \tag{4.1}$$

где t_i – продолжительность работы насосного оборудования в i-м режиме; $N_{\text{уд}}^{i}$ и $N_{\text{уд}}^{\text{опт}}$ – удельная потребляемая мощность насосом в i-м и оптимальном режимах соответственно:

$$N_{\text{уд}}^{i} = \frac{N_i}{Q_i}; \tag{4.2}$$

$$N_{\text{уд}}^{\text{опт}} = \frac{N_{\text{опт}}}{Q_{\text{опт}}}. \tag{4.3}$$

В данной работе расчет индекса EFI и его интерпретация несколько отличаются от предложенного Н.В. Фисенко /105, 106/ тем, что индекс предлагается определять и анализировать не только в сумме всей насосной станции, но и в отдельности для каждого насоса, входящего в состав насосной станции, в диапазоне режимов водопотребления от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$. Средневзвешенное отклонение потребляемой насосом энергии характеризует экологический потенциал (в соответствии с рекомендациями /59, 132/) по экономии энергоресурсов, снижению валового потребления условного топлива и, соответственно, снижению выбросов в атмосферу парниковых газов относительно оптимального режима. Практически реализовать в полном объеме данный потенциал нереально, так как невозможно обеспечить в каждом режиме работу насоса с максимальным КПД. Но задачей оптимального выбора комплекта насосного оборудования и выбора оптимального алгоритма его работы должно быть направление на минимизацию как суммарного средневзвешенного отклонения потребляемой энергии ΔE в целом по станции, так и отдельного для каждого насоса.

Поскольку значение индекса EFI в оптимальном режиме принимает нулевое значение, в соответствии с положениями, изложенными на с. 43–46 данной работы, необходимо подбирать насосное оборудование таким образом, чтобы наиболее продолжительное время насос работал с EFI равным либо близким к нулю.

4.2. Определение неучтенных потерь воды в СПРВ. Оценка снижения утечек при внедрении РЭП

Помимо очевидного влияния на окружающую среду за счет потребления энергоресурсов, можно выделить ряд косвенных факторов, сопутствующих внедрению ЧРЭП, которые также влияют на уровень антропогенной нагрузки на окружающую среду и имеют значительный экологический эффект. Как уже рассматривалось выше, работа центробежных насосов с ЧРЭП позволяет обеспечить в системе распределения воды именно то давление, которое требуется в данный момент времени для обеспечения бесперебойного водоснабжения. В то же время традиционные методы регулирования, ввиду особенности работы центробежных насосов (см. главу 1), создают в водопроводной сети некоторое избыточное давление, которое может превышать требуемое давление в несколько раз. Согласно основным закономерностям истечения жидкости через отверстие, снижение давления в системе в два раза позволяет снизить потери воды на утечки примерно на 30%. Такое сокращение дает возможность не только снизить прямые затраты на транспортирование воды потребителю, но и нивелировать последствия от искусственного повышения уровня грунтовых вод в районе разгерметизации напорного водопровода, снизить уровень заболачиваемости территорий, подмыва оснований зданий и сооружений, загрязнения водоносных горизонтов. За счет более низкого давления в системе снижается вероятность возникновения аварийных порывов трубопроводов.

В процессе эксплуатации водопроводной и канализационной сети неизбежно возникают аварийные ситуации, связанные с разгерметизацией напорных трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры (ЗРА), технологических емкостей и т. п. в силу естественного износа, коррозионного разрушения или внешнего воздействия (например, повреждения при проведении ремонтных работ).

Объем потерь питьевой воды в результате разгерметизации напорных трубопроводов, ЗРА и технологического оборудования по разным оценкам может составлять от 20 до 30% от общего водопотребления /51/. При этом объем утечек и неучтенных потерь воды $q_{ут}$ напрямую зависит от давления H в системе трубопроводов.

Для расчета можно использовать формулу Торричелли /4, с. 25–26/:

$$q_{\text{ут}} = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}\,, \tag{4.4}$$

где μ – коэффициент расхода (приближенно μ = 0,60–0,62); ω – площадь живого сечения отверстия, через которое происходит утечка; g – ускорение свободного падения.

Поскольку применение ЧРЭП на насосных агрегатах СПРВ позволяет стабилизировать давление в системе на минимально требуемом уровне, обеспечивающем бесперебойное водоснабжение любого потребителя, то наряду с этим снижается и объем утечек и неучтенных потерь воды по сравнению с альтернативными способами регулирования. Для наглядности сравним два случая работы насосной станции, оборудованной ЧРЭП:

1) стабилизация давления осуществляется по датчику на напорном коллекторе насосной станции;

2) стабилизация давления осуществляется по датчику, расположенному в диктующей точке СПРВ.

В первом случае на станции поддерживается постоянное давление $H_{\text{нс}}$, равное расчетному при максимальном водопотреблении. Давление в любой точке системы трубопроводов $H^1_{\text{ту}}$ будет равняться давлению, развиваемому насосом $H_{\text{р}}$ при водопотреблении Q (1.19), за вычетом разницы геодезических отметок (высот) установки оси насоса $Z_{\text{нс}}$ и оси трубопровода в точке утечки $Z_{\text{ту}}$ и величины гидравлических потери напора $\Delta h_{\text{ту}}$ от насосной станции до точки утечки при водопотреблении Q:

$$H^1_{\text{ту}} = H_{\text{нс}} - \left(Z_{\text{ту}} - Z_{\text{нс}}\right) - \Delta h_{\text{ту}}. \tag{4.5}$$

Объем утечек в рассматриваемой точке в таком случае определяется согласно выражению (4.4):

$$q^1_{\text{ту}} = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H^1_{\text{ту}}}\,. \tag{4.6}$$

Во втором случае при подаче воды в СПРВ при стабилизации давления в диктующей точке станция будет поддерживать давление $H_{\text{тр}}$, требуемое для обеспечения текущего уровня водопотребления:

$$H^2_{\text{ту}} = H_{\text{тр}} - \left(Z_{\text{ту}} - Z_{\text{нс}}\right) - \Delta h_{\text{ту}}. \tag{4.7}$$

Тогда объем утечек при использовании РЭП может быть определен так:

$$q_{\text{ту}}^{2} = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ту}}^{2}}\,. \tag{4.8}$$

Объем снижения утечек $\Delta q_{\text{ту}}$ за счет стабилизации давления на минимально требуемом уровне в водопроводной сети при помощи РЭП можно определить следующим образом:

$$\Delta q_{\text{ту}} = q_{\text{ту}}^{1} - q_{\text{ту}}^{2}. \tag{4.9}$$

При этом дополнительный объем сэкономленной мощности можно определить согласно выражению (3.7):

$$\Delta N_{\text{ут}} = \frac{\rho \cdot g \cdot \Delta q_{\text{ту}} \cdot H_{\text{нс}}}{\eta}. \tag{4.10}$$

Объем неучтенных потерь воды из водоразборной арматуры при наличии избыточного давления оценивается аналогично утечкам при порыве трубопровода.

Снижение объема утечек, особенно скрытых и не фиксируемых визуально, оказывает положительное влияние не только на технико-экономические показатели СПРВ, но и непосредственным образом на снижение антропогенной нагрузки на окружающею среду за счет:

– снижения объема забора воды из природных источников;

– снижения уровня грунтовых вод и как следствие снижения негативного эффекта от подтопления и заболачивания территорий, размыва ландшафта и т. д.

Рассмотренный выше расчет может быть использован при оценке экологических рисков и экологического урона при эксплуатации СПРВ и СПСВ.

4.3. Оценка экологического эффекта при внедрении РЭП на насосных станциях СПРВ и СПСВ

В большинстве случаев основной целью внедрения РЭП на насосных станциях СПРВ и СПСВ является повышение энергоэффективности процесса транспортирования потребителю воды и перекачки сточных вод. За счет этого оптимизируются не только

экономические, но и экологические показатели за счет снижения удельного потребления условного топлива на выработку электроэнергии и как следствие снижения выброса в атмосферу парниковых газов.

По данным Национального статистического комитета Республики Беларусь и ГПО «Белэнерго», удельный расход условного топлива $q_{\text{тут}}$ на отпуск электроэнергии по энергосистеме в целом составил 240,7 г/кВт · ч в 2019 году и 238,5 г/кВт · ч в 2020 году. Таким образом, используя величину прогнозируемой экономии электроэнергии ΔW_T после внедрения РЭП (см. подглаву 3.4), можно определить уровень снижения потребления условного топлива:

$$\Delta G_{\text{тут}} = \Delta W_T \cdot q_{\text{тут}}. \tag{4.11}$$

Удельное значение выбросов парниковых газов в CO_2-эквиваленте на генерацию 1 кВт · ч электроэнергии q_{CO_2} составляет для электростанций, работающих на углеводородном топливе, 491 г CO_2-экв/кВт · ч, для атомных электростанций – 14,9 г CO_2-экв/кВт · ч, для гидроэлектростанций – 6,6 г CO_2-экв/кВт · ч, для ветроэлектростанций – 16,4 г CO_2-экв/кВт · ч, для солнечных фотоэлектрических станций – 49,2 г CO_2-экв/кВт · ч /110/. Используя структуру распределения генерируемой электроэнергии по типам электростанций /118, с. 61/, можно получить средневзвешенное значение удельного выброса парниковых газов без учета атомной энергетики – 483,7 г CO_2-экв/кВт · ч, и с учетом перспективной доли атомной энергетики (до 30%) – 340,6 г CO_2-экв/кВт · ч. Снижение уровня выбросов парниковых газов в тоннах CO_2-экв за счет снижения энергопотребления насосной станции после внедрения РЭП можно определить из выражения

$$\Delta G_{CO_2} = \Delta W_T \cdot \frac{q_{CO_2}}{10^6}. \tag{4.12}$$

Глава 5

ВНЕДРЕНИЕ И АПРОБАЦИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ И ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧРЭП

В предыдущих главах описаны методические основы подбора центробежных насосов с ЧРЭП по критериям энергоэффективности и критериям соблюдения допустимых режимов работы (глава 2), теоретические основы методики анализа режимов работы центробежных насосов с расчетом энергопотребления за расчетный период (глава 3) и методики расчета возможного снижения нагрузки на окружающую среду от мероприятий по внедрению ЧРЭП на насосных станциях СПРВ и СПСВ (глава 4). Для практической апробации результатов теоретических изысканий в данной главе рассмотрим подробно расчет режимов насосной станции до и после внедрения ЧРЭП согласно пунктам разрабатываемой методики. Для наглядного сравнения результатов расчет также проведем по методике, предложенной Б.С. Лезновым /52/.

5.1. Исходные данные

В качестве исходных данных для подбора насосного оборудования, расчета и анализа их режимов работы и энергосбережения примем следующее:

– населенный пункт с расчетным числом жителей (РЧЖ) – 35 тыс. чел.;

– среднесуточное водопотребление – $Q_{ср.сут}$ = 7780,1 м^3/сут;

– максимальное часовое водопотребление – Q_{max} = 746,6 м^3/ч;

– среднее часовое водопотребление – $Q_{ср}$ = 324,2 м^3/ч;

– минимальное часовое водопотребление – Q_{min} = 96,3 м^3/ч;

– требуемый напор у насосной станции, необходимый для обеспечения максимального водопотребления, – H_{max} = 0,34 МПа;

– разница отметок требуемого пьезометра в диктующей точке и уровня воды в РЧВ – $H_г$ = 15 м;

– коэффициенты суточной неравномерности /95/ – K_{min} = 0,9 и K_{max} = 1,2;

– коэффициенты, учитывающие степень благоустройства жилой застройки населенного пункта, режим работы его предприятий и другие местные условия /95/ – α_{min} = 0,6 и α_{max} = 1,4, β_{min} = 0,55 и β_{max} = 1,175;

– требуемое давление поддерживается в диктующей точке системы распределения воды;

– расчетный период T – 1 год, или 8760 ч.

5.2. Определение аналитических характеристик СПРВ и расчетных режимов водопотребления

Коэффициент гидравлического сопротивления водоразборной сети S принимается постоянным во всем диапазоне водопотребления и определяется из выражения

$$S = \frac{H_{max} - H_г}{Q_{max}^2} = \frac{34-15}{746,6^2} = 0,00003588 \text{ м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6.$$

Тогда аналитическая характеристика системы распределения воды (водопроводной сети) (1.1) примет вид:

$$H_{тр} = 15 + 0,00003588 \cdot Q_{тр}^2.$$

Для подбора насосного оборудования согласно рекомендациям, изложенным на с. 43–46, необходимо определить значение водопотребления с наибольшей вероятностью возникновения Q_{pm}. Для этого воспользуемся методом трехпараметрического гамма-распределения для построения статистических кривых распределения и обеспеченности водопотребления /94/. Коэффициенты изменчивости C_v и асимметрии C_s значений водопотребления принимаются равными:

$$C_v = C_s = 0,45 + 0,15 \cdot \frac{K_{max}}{K_{min}} + 0,55 \cdot \left(\frac{\alpha_{max}}{\alpha_{min}} - 1 \right) -$$

$$- 0,075 \cdot \sqrt{\log \text{РЧЖ}} \cdot \ln \text{РЖЧ} = 0,45 + 0,15 \cdot \frac{1.2}{0,9} +$$

$$+ 0,55 \cdot \left(\frac{1,4}{0,6} - 1 \right) - 0,075 \cdot \sqrt{\log 35} \cdot \ln 35 = 0,43.$$

С использованием данных /94, с. 197/ строятся кривые вероятности возникновения водопотребления и его распределения для значений $C_v = C_s = 0{,}43$. Крайние значения ограничиваются слева и справа значениями минимального $Q_{\min}$ и максимального $Q_{\max}$ расчетного водопотребления соответственно.

Кривая обеспеченности аппроксимируется полиномом 5-й степени с величиной достоверности $R^2 = 1$:

$$p_i = a + b \cdot Q_{\text{тр}} + c \cdot Q_{\text{тр}}^2 + d \cdot Q_{\text{тр}}^3 + e \cdot Q_{\text{тр}}^4 + f \cdot Q_{\text{тр}}^5.$$

Коэффициенты аппроксимации a, b, c, d, e, f получены эмпирическим путем и приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Эмпирические коэффициенты аппроксимации кривой обеспеченности водопотребления

a	84,5
b	0,341521232
c	–0,002670826
d	4,82667E-06
e	–3,11939E-09
f	4,73855E-13

Результаты расчета кривых обеспеченности и вероятности водопотребления приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Результаты расчетов обеспеченности и вероятности водопотребления

Водопотребление $Q_{\text{тр}}$, м^3/ч	Обеспеченность p, %	Вероятность Δp, %
96,3	**96,7**	**2,0**
113,5	95,5	3,0
148,7	90,9	5,2
198,3	80,7	8,2
218,8	75,7	9,5
238,1	70,6	10,2
274,5	**60,7**	**10,7**
309,8	51,1	10,4
347,1	41,2	9,6
388,3	31,3	8,0
410,4	26,5	7,1
437,0	21,2	6,1

Окончание табл. 5.2

Водопотребление $Q_{тр}$, м^3/ч	Обеспеченность p, %	Вероятность Δp, %
506,7	10,6	4,0
563,7	5,3	2,4
604,0	3,2	1,6
676,0	1,5	0,5
718,3	0,9	0,2
746,6	**0,4**	**0,2**

Значение водопотребления с наибольшей вероятностью возникновения Q_{pm} имеет значение 274,5 м^3/ч при $Q_{ср}$ = 324,2 м^3/ч.

Далее, руководствуясь общими рекомендациями по подбору центробежных насосов /34, п. 1.13/ с учетом критериев, изложенных в главе 2 на с. 43–46 настоящей работы, производим подбор насосного оборудования (рис. 5.1).

Для заданных условий принимаем следующий комплект рабочих насосов: один регулируемый насосный агрегат Д125-400В с ЧРЭП установленной мощностью 55 кВт и два нерегулируемых насосных агрегата Д125-400В-а с электроприводом установленной мощностью 45 кВт.

Согласно рекомендациям на с. 43–46 для данной группы насосов проведен расчет на соответствие критерию энергоэффективной работы (2.6):

$$Q_{опт} = Q_{опт}^{ном} \cdot \frac{n_{ном}}{n_{pm}} = 320 \cdot \frac{1485}{1188} = 256 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $Q_{опт}^{ном}$ – производительность регулируемого насоса при максимальном КПД и номинальной скорости вращения рабочего колеса, м^3/ч; $n_{ном}$ – номинальная скорость вращения рабочего колеса, об/мин; n_{pm} – скорость вращения рабочего колеса, об/мин, при обеспечении Q_{pm}. Из табл. 5.2 видно, что значение оптимальной производительности регулируемого насоса при поддержании требуемого напора в системе распределения воды (256 м^3/ч), полученное путем интерполяции табличных значений, находится в зоне максимальных вероятностей возникновения (расчетная вероятность возникновения – 10,4% при максимальной 10,7%).

Степень разнотипности τ определяем отношением (2.3):

$$\tau = \frac{Q_B - Q_{B''}}{Q_Z} = \frac{458,7 - 351,1}{103,5} = 1,04 > 1,$$

где Q_B – номинальная подача регулируемого насоса в систему распределения воды (рис. 5.2); $Q_{B''}$ – подача нерегулируемого насоса при напоре H_B; Q_Z – подача насоса на границе рабочей области при напоре H_B. Условие требуемой степени разнотипности выполняется, работа регулируемого насоса во всем диапазоне регулирования обеспечивается в пределах рабочей зоны, определенной заводом изготовителем.

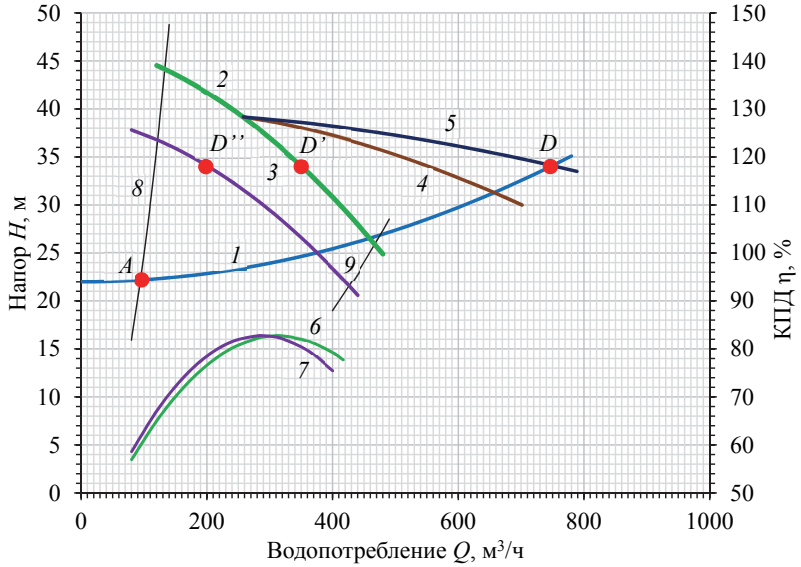

Рис. 5.1. Результаты подбора центробежных насосов:
1 – характеристика $Q – H$ системы распределения воды;
2 – характеристика $Q – H$ регулируемого насоса Д125-400В с ЧРЭП;
3 – характеристика $Q – H$ нерегулируемого насоса Д125-400В-а;
4 – суммарная характеристика $Q – H$ параллельной работы регулируемого (при номинальной частоте вращения рабочего колеса) и нерегулируемого насосов; *5* – суммарная характеристика $Q – H$ параллельной работы регулируемого (при номинальной частоте вращения рабочего колеса) и двух нерегулируемых насосов; *6* – характеристика $Q – \eta$ (КПД) регулируемого насоса Д125-400В с ЧРЭП; *7* – характеристика $Q – \eta$ (КПД) нерегулируемого насоса Д125-400В-а; *8* – левая граница рабочей зоны насосов; *9* – правая граница рабочей зоны насосов; *A* – минимальное расчетное водопотребление Q_{min}; *D* – максимальное расчетное водопотребление Q_{max}; *D'* – режимная точка подбора регулируемого насоса Д125-400В с ЧРЭП; *D''* – режимная точка подбора нерегулируемого насоса Д125-400В-а

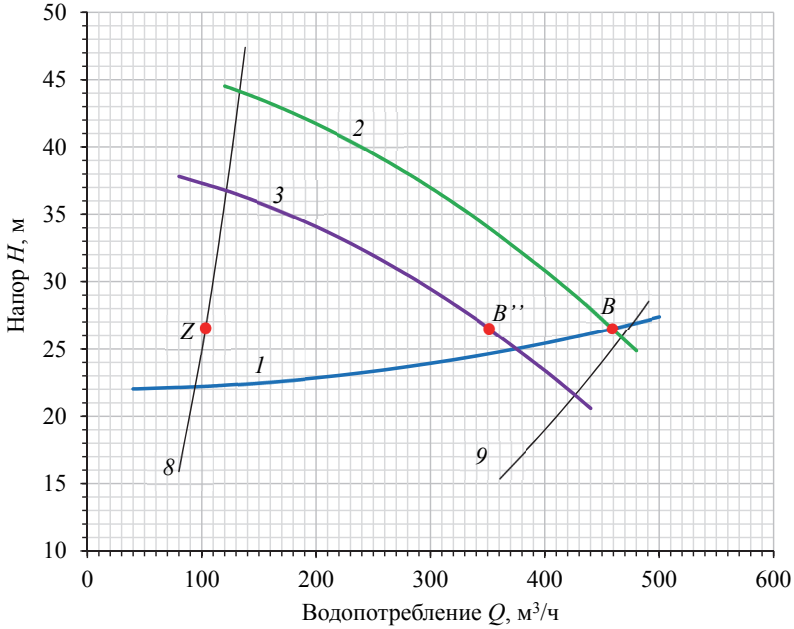

Рис. 5.2. Определение степени разнотипности подобранных насосов

Аналитические характеристики насосов $Q - H$ и $Q - \eta$ определяются путем аппроксимации соответствующих графических паспортных характеристик рассматриваемого насоса. Съем точек с графической диаграммы можно производить вручную или при помощи программы «GetData Graph Digitizer». Аппроксимацию рекомендуется производить по методу наименьших квадратов полиномом третьей степени вида (3.1) и (3.8). Коэффициенты аппроксимации приведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Коэффициенты аппроксимации характеристик $Q - H$ и $Q - \eta$ центробежных насосов

Д125-400В				Д125-400В-а			
a_0	47,0429805	b_0	36,25	a_0	39,1857482	b_0	36,25
a_1	–0,01255362	b_1	0,29640845	a_1	–0,01145739	b_1	0,32476852
a_2	–0,00007	b_2	–0,0004722	a_2	–0,00007	b_2	–0,0005669

5.3. Расчет переходных режимов работы насосного оборудования

Под переходными режимами подразумеваются режимы смены количества работающих насосов. Для их определения необходимо найти общие решения (точки пересечения) для пары характеристик (1.1) и (3.1).

Для одного насоса (переходный режим $Q_B - H_B$):

$$\begin{cases} H_B = H_г + S \cdot Q_B^2; \\ H_B = a_0 + a_1 \cdot Q_B + a_2 \cdot Q_B^2. \end{cases}$$

Для m однотипных насосов, работающих параллельно (переходные режимы $Q_X - H_X$, находящиеся в пределах от $Q_C - H_C$ до $Q_D - H_D$):

$$\begin{cases} H_X = H_г + S \cdot Q_X^2; \\ H_X = a_0 + a_1 \cdot \dfrac{1}{m} \cdot Q_X + a_2 \cdot \dfrac{1}{m^2} \cdot Q_X^2, \end{cases}$$

где m – колличество работающих насосов.

Для двух разнотипных насосов 1 и 2, работающих параллельно (переходный режим $Q_C - H_C$):

$$\begin{cases} H_C = H_г + S \cdot Q_C^2; \\ Q_C = Q_1(H_C) + Q_2(H_C), \end{cases}$$

где

$$Q_j(H_C) = -\frac{\sqrt{a_{1j}^2 - 4 \cdot a_{2j} \cdot (a_{0j} - H_C)} + a_{1j}}{2 \cdot a_{2j}},$$

j – порядковый номер насоса

Переходные режимы делят диапазон водопотребления Q_{min}–Q_{max} на расчетные участки (см. табл. 5.4 и рис. 5.3), в пределах которых работает свой набор насосов. Подразумевается, что первый участок обеспечивает регулируемый насос, далее на втором к нему подключается второй нерегулируемый, на третьем – еще один, и так далее до достижения Q_{max}.

Таблица 5.4

Результаты расчета переходных режимов

Расчетный режим	Точка на графике	Q, м^3/ч	H, м
Q_{min}	A	93,6	22,2
Q_B	B	458,7	26,5
Q_C	C	657,3	31,3
Q_{max}	D	746,6	34,0

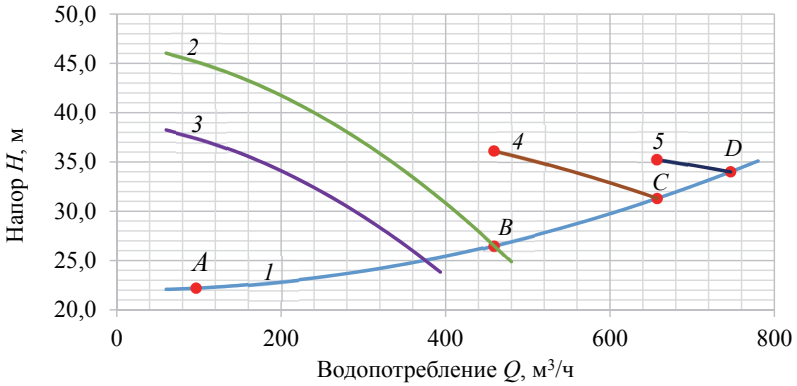

Рис. 5.3. Расчетные режимы работы насосного оборудования: B – рабочая точка регулируемого насоса с номинальной частотой вращения рабочего колеса на систему распределения воды Q_B; C – рабочая точка регулируемого насоса с номинальной частотой вращения рабочего колеса параллельно с нерегулируемым насосом на систему распределения воды Q_C

Участок A–B – водопотребление обеспечивает один регулируемый насос путем изменения частоты вращения рабочего колеса, участок B–C – водопотребление поддерживается за счет работы регулируемого насоса параллельно с нерегулируемым, участок C–D – водопотребление поддерживается за счет работы регулируемого насоса параллельно с двумя нерегулируемыми.

5.4. Расчет режимных характеристик насосного оборудования

Для определения производительности, КПД и потребляемой мощности каждого насоса в отдельности при их параллельной работе в группе необходимо рассчитать их режимные характеристики (рис. 5.4).

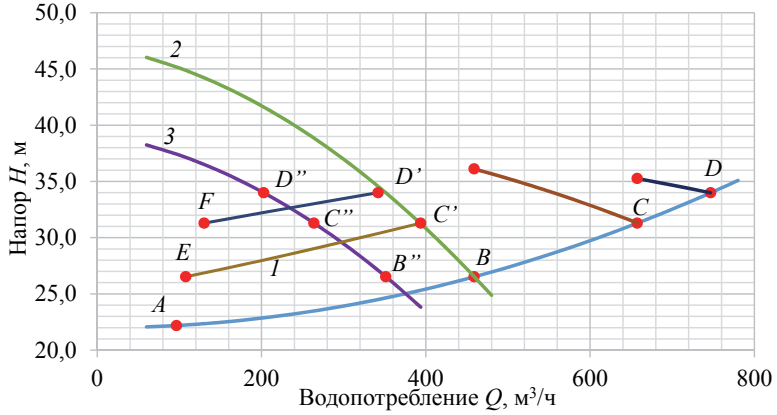

Рис. 5.4. Режимные характеристики насосного оборудования:
A–B – режимная характеристика одиночного регулируемого насоса;
E–C’ – режимная характеристика регулируемого насоса при параллельной работе с нерегулируемым на участке водопотребления *B–C*;
F–D’ – режимная характеристика регулируемого насоса при параллельной работе с двумя нерегулируемыми насосами на участке водопотребления *C–D*;
C”–B” – режимная характеристика нерегулируемого насоса при параллельной работе с регулируемым насосом на участке водопотребления *B–C*;
D”–C” – режимная характеристика каждого из двух нерегулируемых насосов при параллельной работе
с регулируемым на участке водопотребления *C–D*

Последовательность действий следующая:

а) при работе одного регулируемого насоса в диапазоне от $Q_{\min}$ до Q_B его режимная характеристика совпадает с характеристикой сети *1* (рис. 5.4) и определяется выражением (1.1) на участке *A–B*;

б) при параллельной работе регулируемого насоса с нерегулируемым насосом в диапазоне водопотребления от Q_B до Q_C каждый из насосов имеет свою режимную характеристику. Зная значение водопотребления Q_i, требуемое для его обеспечения, и напор H_i, находим режимную характеристику нерегулируемого насоса по выражению (3.13); режимная характеристика регулируемого насоса при этом находится из выражения:

$$Q_{\text{р}} = Q_i - Q_{\text{н}};$$

в) при параллельной работе регулируемого насоса с двумя нерегулируемыми насосами в диапазоне водопотребления от Q_C до

Q_D режимная характеристика одного нерегулируемого насоса определяется выражением (1.19). Режимная характеристика регулируемого при этом находится из выражения

$$Q_{\text{р}} = Q_i - 2 \cdot Q_{\text{н}}.$$

Результаты расчетов приведены в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Результаты расчета режимов работы насосной станции во всем диапазоне водопотребления

Режим	$H_{\text{тр}}$, м	$Q_{\text{тр}}$, м^3/ч	$Q_{\text{рег}}$, м^3/ч	$Q_{\text{нрег1}}$, м^3/ч	$Q_{\text{нрег2}}$, м^3/ч
A	**22,20**	**96,3**	**96,3**	–	–
A–B	22,74	185,5	185,5	–	–
	23,28	244,1	244,1	–	–
	23,82	291,0	291,0	–	–
	24,36	331,4	331,4	–	–
	24,91	367,4	367,4	–	–
	25,45	400,2	400,2	–	–
	25,99	430,4	430,4	–	–
B	**26,53**	**458,7**	**458,7**	–	–
	26,53	**458,7**	**107,6**	**351,2**	–
B–C	27,13	488,0	146,8	341,2	–
	27,72	515,6	184,5	331,0	–
	28,32	541,8	221,2	320,6	–
	28,92	566,8	256,9	309,9	–
	29,51	590,7	291,9	298,8	–
	30,11	613,7	326,2	287,5	–
	30,70	635,8	360,1	275,7	–
C	**31,30**	**657,3**	**393,63**	**263,6**	–
	31,30	**657,3**	**130,0**	**263,6**	**263,6**
C–D	31,64	669,1	155,9	256,6	256,6
	31,98	680,7	181,9	249,4	249,4
	32,31	692,1	208,1	242,0	242,0
	32,65	703,4	234,4	234,5	234,5
	32,99	714,4	260,9	226,8	226,8
	33,33	725,3	287,6	218,9	218,9
	33,66	736,0	314,5	210,7	210,7
D	**34,00**	**746,6**	**341,8**	**202,4**	**202,4**

5.5. Расчет потребляемой мощности

Расчет потребляемой мощности ведется по режимным характеристикам насосов по выражению (3.7) для регулируемого и нерегулируемого насоса.

Таким образом, для первого диапазона водопотребления *A–B* потребляемая мощность в произвольном режиме всей насосной станции будет определятся выражением

$$N_i = N_{\text{р}}.$$

Для второго диапазона водопотребления *B–C*, когда параллельно работают регулируемый насос с нерегулируемым насосом:

$$N_i = N_{\text{р}} + N_{\text{н}}.$$

Для следующего диапазона *C–D*:

$$N_i = N_{\text{р}} + 2 \cdot N_{\text{н}}.$$

В результате становится известна потребляемая насосной станцией мощность во всем диапазоне водопотребления от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$. Результаты расчетов приведены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Результаты расчета потребляемой мощности

Режим	$H_{\text{тр}}$, м	$Q_{\text{тр}}$, м^3/ч	$n_{\text{рег}}$, доли ед.	$\eta_{\text{рег}}$, %	$\eta_{\text{нрег}}$, %	$N_{\text{рег}}$, кВт	$N_{\text{нрег}}$, кВт	$N_{\text{нерег}}$, кВт	$\sum N$, кВт
A	**22,20**	**96,3**	**0,71**	**63,5**	–	**9,8**	–	–	**9,8**
A–B	22,74	185,5	0,75	78,5	–	15,7	–	–	**15,7**
	23,28	244,1	0,79	81,3	–	20,5	–	–	**20,5**
	23,82	291,0	0,83	81,0	–	25,0	–	–	**25,0**
	24,36	331,4	0,87	79,7	–	29,6	–	–	**29,6**
	24,91	367,4	0,90	78,0	–	34,3	–	–	**34,3**
	25,45	400,2	0,94	76,2	–	39,1	–	–	**39,1**
	25,99	430,4	0,97	74,5	–	43,9	–	–	**43,9**
B	**26,53**	**458,7**	**1,00**	**72,8**	–	**47,9**	–	–	**47,9**
	26,53	**458,7**	**0,78**	**65,2**	**80,39**	**12,8**	**33,2**	–	**46,0**
B–C	27,13	488,0	0,80	72,6	81,06	16,0	32,7	–	**48,8**
	27,72	515,6	0,83	77,4	81,64	19,3	32,2	–	**51,6**
	28,32	541,8	0,85	80,3	82,10	22,8	31,7	–	**54,5**
	28,92	566,8	0,88	81,7	82,45	26,6	31,1	–	**57,7**
	29,51	590,7	0,91	82,1	82,68	30,7	30,6	–	**61,3**
	30,11	613,7	0,94	81,8	82,76	35,1	30,0	–	**65,1**
	30,70	635,8	0,97	81,0	82,70	39,9	29,3	–	**69,3**

Окончание табл. 5.6

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$n_{рег}$, доли ед.	$\eta_{рег}$, %	$\eta_{нрег}$, %	$N_{рег}$, кВт	$N_{нрег}$, кВт	$N_{нерег}$, кВт	$\sum N$, кВт
C	**31,30**	**657,3**	**1,00**	**79,8**	**82,47**	**44,3**	**28,7**	–	**73,0**
	31,30	**657,3**	**0,85**	**68,8**	**82,47**	**17,3**	**28,7**	**28,7**	**74,7**
C–D	31,64	669,1	0,86	73,0	82,26	19,8	28,3	28,3	**76,3**
	31,98	680,7	0,88	76,3	81,98	22,3	27,9	27,9	**78,1**
	32,31	692,1	0,90	78,8	81,64	25,0	27,5	27,5	**79,9**
	32,65	703,4	0,91	80,6	81,23	27,8	27,0	27,0	**81,8**
	32,99	714,4	0,93	81,8	80,74	30,8	26,6	26,6	**83,9**
	33,33	725,3	0,95	82,4	80,17	34,0	26,1	26,1	**86,2**
	33,66	736,0	0,97	82,5	79,51	37,5	25,6	25,6	**88,7**
D	**34,00**	**746,6**	**0,99**	**82,3**	**78,76**	**40,5**	**25,0**	**25,0**	**90,6**

5.6. Расчет индекса экологичной эксплуатации

Расчет средневзвешенного отклонения потребляемой насосом энергии от оптимального значения (индекс удельного перерасхода энергии) ΔE производится при помощи выражения (4.4) для каждого насоса в пределах режимной характеристики во всем диапазоне водопотребления от Q_{min} до Q_{max}. Результат расчета приведен в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Оценка экологичности эксплуатации насосного оборудования

Р-м	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$\Delta E_{рег}$	$\Delta E_{нрег}$	$\Delta E_{нрег2}$	$\sum\Delta E$
A	**22,20**	**96,3**	**0,28**	–	–	**0,28**
A–B	22,74	185,5	0,06	–	–	**0,06**
	23,28	244,1	0,05	–	–	**0,05**
	23,82	291,0	0,08	–	–	**0,08**
	24,36	331,4	0,12	–	–	**0,12**
	24,91	367,4	0,17	–	–	**0,17**
	25,45	400,2	0,22	–	–	**0,22**
	25,99	430,4	0,28	–	–	**0,28**
B	**26,53**	**458,7**	**0,31**	–	–	**0,31**
	26,53	**458,7**	**0,49**	**0,04**	–	**0,16**
B–C	27,13	488,0	0,37	0,02	–	**0,14**
	27,72	515,6	0,31	0,01	–	**0,12**
	28,32	541,8	0,29	0,01	–	**0,13**

Окончание табл. 5.7

Р-м	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$\Delta E_{рег}$	$\Delta E_{нрег}$	$\Delta E_{нрег2}$	$\sum\Delta E$
B–C	28,92	566,8	0,30	0,02	–	**0,15**
	29,51	590,7	0,32	0,04	–	**0,18**
	30,11	613,7	0,35	0,06	–	**0,22**
	30,70	635,8	0,39	0,08	–	**0,26**
C	**31,30**	**657,3**	**0,41**	**0,11**	–	**0,29**
	31,30	**657,3**	**0,67**	**0,11**	**0,11**	**0,24**
C–D	31,64	669,1	0,59	0,12	0,12	**0,24**
	31,98	680,7	0,54	0,14	0,14	**0,25**
	32,31	692,1	0,50	0,15	0,15	**0,26**
	32,65	703,4	0,48	0,17	0,17	**0,28**
	32,99	714,4	0,48	0,19	0,19	**0,30**
	33,33	725,3	0,48	0,21	0,21	**0,32**
	33,66	736,0	0,50	0,23	0,23	**0,34**
D	**34,00**	**746,6**	**0,48**	**0,26**	**0,26**	**0,36**
Сумма по НС						**5,81**

Из табл. 5.7 видно, что область минимальных значений индекса ΔE совпадает с областью наиболее вероятного значения водопотребления $Q_{рт}$, что свидетельствует, согласно основным положениям ГОСТ 33969–2016 /59/, о высокой энергоэффективности выбранных режимов работы подобранного насосного оборудования. Графически результаты расчета представлены на рис. 5.5.

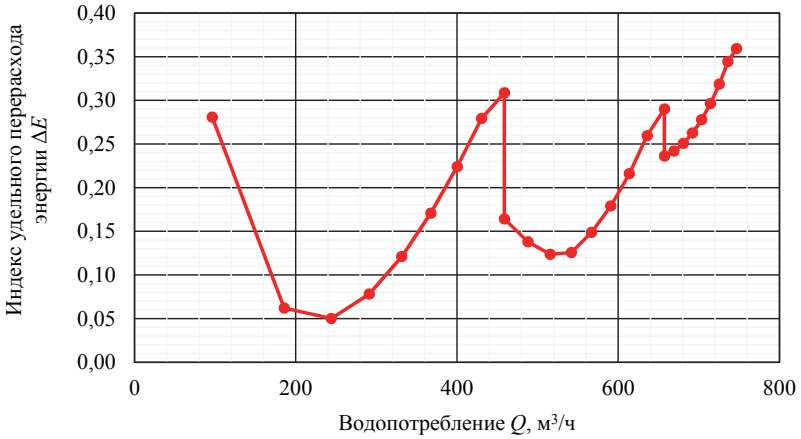

Рис. 5.5. Индекс удельного перерасхода энергии при использовании ЧРЭП

5.7. Расчет энергопотребления за расчетный период

Зная зависимость мгновенной потребляемой мощности от водопотребления (см. подглаву 5.5) и зависимость обеспеченности водопотребления (см. подглаву 5.2), находим обеспеченность мгновенной потребляемой мощности N_i (см. подглаву 3.4):

$$p_i = f\left(N_i\right).$$

Объем электроэнергии, затраченной насосной станцией на транспортирование воды потребителю за расчетный период, в таком случае будет определяться выражением (3.23). А интегрируя выражение обеспеченности водопотребления от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$, получим объем водопотребления за расчетный период ΣV. Результаты расчетов представлены в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Расчет потребляемой энергии за расчетный период

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	ΣN, кВт	p_i, ч	$W_{рег}$, кВт · ч	ΣV, м^3
A	**22,20**	**96,3**	**9,8**	**8467,96**	–	–
A–B	22,74	185,5	15,7	7285,14	15 119,92	166 670,73
	23,28	244,1	20,5	5980,98	23 589,77	280 114,94
	23,82	291,0	25,0	4841,04	25 928,81	304 986,78
	24,36	331,4	29,6	3879,56	26 290,42	299 247,27
	24,91	367,4	34,3	3079,99	25 576,78	279 388,89
	25,45	400,2	39,1	2421,49	24 173,09	252 723,50
	25,99	430,4	43,9	1884,25	22 304,85	223 119,56
B	**26,53**	**458,7**	**47,9**	**1450,50**	**19 918,69**	**192 836,73**
	26,53	**458,7**	**46,0**	**1450,50**	**0,00**	**0,00**
B–C	27,13	488,0	48,8	1073,84	17 852,05	178 293,24
	27,72	515,6	51,6	785,53	14 462,25	144 665,87
	28,32	541,8	54,5	569,67	11 449,27	114 119,42
	28,92	566,8	57,7	412,32	8831,91	87 207,89
	29,51	590,7	61,3	301,24	6609,58	64 289,05
	30,11	613,7	65,1	225,53	4782,89	45 589,55
	30,70	635,8	69,3	175,52	3360,58	31 246,19
C	**31,30**	**657,3**	**73,0**	**142,52**	**2346,73**	**21 332,95**
	31,30	**657,3**	**74,7**	**142,52**	**0,00**	**0,00**
C–D	31,64	669,1	76,3	128,39	1066,61	9367,73
	31,98	680,7	78,1	115,90	964,62	8432,20
	32,31	692,1	79,9	103,80	955,32	8303,86

Окончание табл. 5.8

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	ΣN, кВт	p_i, ч	$W_{рег}$, кВт · ч	ΣV, м^3
C–D	32,65	703,4	81,8	90,93	1040,40	8979,75
	32,99	714,4	83,9	76,18	1222,11	10 455,94
	33,33	725,3	86,2	58,50	1503,63	12 727,65
	33,66	736,0	88,7	36,89	1889,34	15 789,41
D	**34,00**	**746,6**	**90,6**	**10,41**	**2373,97**	**19 635,20**
Итого					**263 613,58**	**2 779 524**

Удельное энергопотребление в данном случае определяется из выражения (3.24):

$$w_{уд} = \frac{W_{рег}}{\Sigma V} = \frac{263\,613,6}{2\,779\,524} = 0,095 \text{ кВт/м}^3.$$

5.8. Оценка экологического эффекта

Пересчет затрат электроэнергии на потребления условного топлива за расчетный период *T* производим, используя выражение (4.11):

$$G_{тут} = W_{рег} \cdot q_{тут} = 263\,613,6 \cdot \frac{238,5}{10^6} = 62,87 \text{ т у. т./год},$$

где $q_{тут}$ – удельный расход условного топлива, г/кВт · ч, на отпуск электроэнергии по энергосистеме в целом по данным Национального статистического комитета Республики Беларусь и ГПО «Белэнерго» /118/.

Количество выброшенных парниковых газов при генерации энергии, затраченной насосной станцией на транспортирование воды, за расчетный период *T* в CO_2-эквиваленте рассчитываем, используя выражение (4.12):

$$G_{CO_2} = W_{рег} \cdot q_{CO_2} = 263\,613,6 \cdot \frac{340,6}{10^6} = 89,78 \text{ т } CO_2\text{/год}.$$

где q_{CO_2} – удельное значение выбросов парниковых газов в CO_2-эквиваленте на генерацию 1 кВт · ч электроэнергии, г CO_2-экв/кВт · ч, по данным /110/ и Национального статистического комитета Республики Беларусь и ГПО «Белэнерго» /118/.

5.9. Расчет и анализ режимов работы насосной станции при регулировании дросселированием

Пользуясь тем же порядком рассуждений, что и в подглавах 5.3–5.8, произведем расчет режимов работы насосной станции при использовании дросселирования в качестве способа регулирования режимов работы насосного оборудования. Последовательность работы насосного оборудования принимается следующая: участок *A–B* – водопотребление обеспечивает один насос Д125-400В, участок *B–C* – водопотребление обеспечивается за счет параллельной работы двух насосов Д125-400В и Д125-400В-а, участок *C–D* – водопотребление поддерживается за счет параллельной работы одного насоса Д125-400В и двух насосов Д125-400В-а (рис. 5.6).

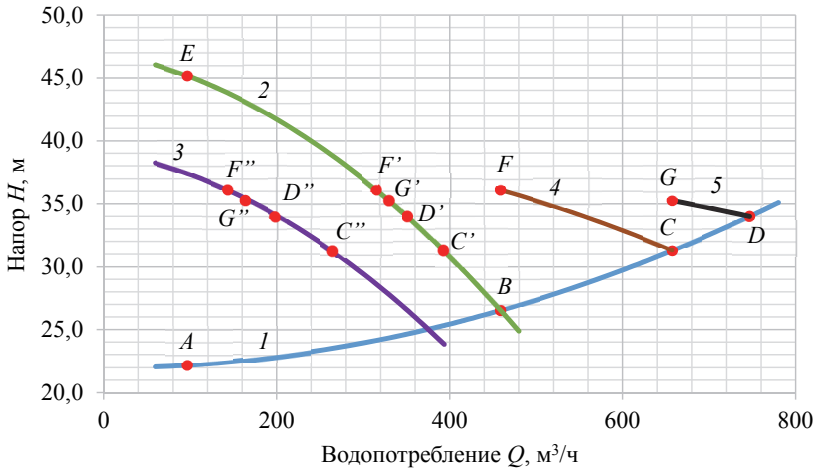

Рис. 5.6. Режимы работы насосной станции при дросселировании

Режимные характеристики определяются в ходе следующих рассуждений:

а) при работе одного насоса Д125-400В в диапазоне от Q_{min} до Q_B его режимная характеристика определяется характеристикой $Q - H$ (1.19) (см. табл. 5.3) на участке *E–B*;

б) при параллельной работе двух насосов – одного Д125-400В и одного Д125-400В-а – в диапазоне водопотребления от Q_B до Q_C

режимные характеристики каждого насоса будут: *F'–C'* для насоса Д125-400В и *F''–C''* для насоса Д125-400В-а. Суммарная характеристика работы насосов *F–C* определяется согласно выражениям (3.12) и (3.13);

в) при параллельной работе трех насосов – одного Д125-400В и двух Д125-400В-а – с двумя нерегулируемыми насосами в диапазоне водопотребления от Q_C до Q_D режимные характеристики каждого насоса будут: *G'–D'* для насоса Д125-400В и *G''–D''* для насосов Д125-400В-а. Суммарная характеристика работы насосов *G–D* определяется согласно выражениям (3.12) и (3.13).

Результаты расчетов режимов работы насосного оборудования приведены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Результаты расчета режимов работы насосной станции во всем диапазоне водопотребления

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$H_{нас}$, м	$Q_{н1}$, м^3/ч	$Q_{н2}$, м^3/ч
A	**22,20**	**96,3**	**45,18**	**96,3**	–
A–B	22,74	185,5	42,30	185,5	–
	23,28	244,1	39,81	244,1	–
	23,82	291,0	37,46	291,0	–
	24,36	331,4	35,19	331,4	–
	24,91	367,4	32,98	367,4	–
	25,45	400,2	30,81	400,2	–
	25,99	430,4	28,67	430,4	–
B	**26,53**	**458,7**	**26,55**	**458,7**	–
	26,53	**458,7**	**36,12**	**315,4**	**143,3**
B–C	27,13	488,0	35,52	325,8	162,2
	27,72	515,6	34,93	335,9	179,6
	28,32	541,8	34,33	345,9	195,9
	28,92	566,8	33,73	355,6	211,1
	29,51	590,7	33,13	365,1	225,6
	30,11	613,7	32,53	374,5	239,2
	30,70	635,8	31,93	383,6	252,2
C	**31,30**	**657,3**	**31,33**	**392,6**	**264,7**
	31,30	**657,3**	**35,27**	**330,2**	**163,5**
C–D	31,64	669,1	35,11	332,9	168,1
	31,98	680,7	34,95	335,6	172,6
	32,31	692,1	34,79	338,2	177,0
	32,65	703,4	34,63	340,8	181,3
	32,99	714,4	34,47	343,4	185,5
	33,33	725,3	34,32	346,0	189,6
	33,66	736,0	34,16	348,6	193,7
D	**34,00**	**746,6**	**34,00**	**351,2**	**197,7**

Результаты расчетов потребляемой мощности приведены в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Результаты расчетов потребляемой мощности при дросселировании

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$\eta_{н1}$, %	$\eta_{н2}$, %	$N_{н1}$, кВт	$N_{н2}$, кВт	$\sum N$, кВт
A	**22,20**	**96,3**	**60,4**	–	**20,6**	–	**20,6**
A–B	22,74	185,5	75,0	–	30,0	–	**30,0**
	23,28	244,1	80,5	–	34,6	–	**34,6**
	23,82	291,0	82,5	–	37,9	–	**37,9**
	24,36	331,4	82,6	–	40,5	–	**40,5**
	24,91	367,4	81,4	–	42,7	–	**42,7**
	25,45	400,2	79,2	–	44,6	–	**44,6**
	25,99	430,4	76,3	–	46,3	–	**46,3**
B	**26,53**	**458,7**	**72,9**	–	**47,9**	–	**47,9**
	26,53	**458,7**	**82,8**	**71,2**	**39,5**	**20,9**	**60,3**
B–C	27,13	488,0	82,7	74,0	40,1	22,3	**62,4**
	27,72	515,6	82,5	76,3	40,8	23,6	**64,3**
	28,32	541,8	82,3	78,1	41,4	24,7	**66,0**
	28,92	566,8	81,9	79,5	42,0	25,7	**67,6**
	29,51	590,7	81,5	80,7	42,5	26,6	**69,1**
	30,11	613,7	81,0	81,5	43,1	27,4	**70,5**
	30,70	635,8	80,5	82,1	43,6	28,1	**71,8**
C	**31,30**	**657,3**	**79,8**	**82,5**	**44,2**	**28,8**	**73,0**
	31,30	**657,3**	**82,6**	**74,2**	**40,4**	**44,6**	**85,0**
C–D	31,64	669,1	82,6	74,8	40,6	45,2	**85,8**
	31,98	680,7	82,5	75,4	40,7	45,9	**86,6**
	32,31	692,1	82,5	76,0	40,9	46,5	**87,4**
	32,65	703,4	82,4	76,5	41,1	47,1	**88,1**
	32,99	714,4	82,3	77,0	41,2	47,6	**88,8**
	33,33	725,3	82,3	77,4	41,4	48,2	**89,5**
	33,66	736,0	82,2	77,9	41,5	48,7	**90,2**
D	**34,00**	**746,6**	**82,1**	**78,3**	**41,7**	**49,2**	**90,9**

Результаты расчетов экологичности эксплуатации приведены в табл. 5.11. Результаты расчета потребляемой энергии за расчетный период приведены в табл. 5.12.

Таблица 5.11

Оценка экологичности эксплуатации насосного оборудования при дросселировании

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	$\Delta E_{1н}$	$\Delta E_{2н}$	$\sum\Delta E'$
A	**22,20**	**96,3**	0,756	–	**0,76**
A–B	22,74	185,5	0,325	–	**0,32**
	23,28	244,1	0,162	–	**0,16**
	23,82	291,0	0,066	–	**0,07**
	24,36	331,4	0,000	–	**0,00**
	24,91	367,4	0,049	–	**0,05**
	25,45	400,2	0,087	–	**0,09**
	25,99	430,4	0,118	–	**0,12**
B	**26,53**	**458,7**	0,144	–	**0,14**
	26,53	**458,7**	0,025	0,479	**0,35**
B–C	27,13	488,0	0,009	0,399	**0,29**
	27,72	515,6	0,006	0,334	**0,25**
	28,32	541,8	0,020	0,281	**0,22**
	28,92	566,8	0,033	0,236	**0,20**
	29,51	590,7	0,046	0,197	**0,18**
	30,11	613,7	0,057	0,163	**0,16**
	30,70	635,8	0,068	0,133	**0,15**
C	**31,30**	**657,3**	0,078	0,107	**0,13**
	31,30	**657,3**	0,002	0,385	**0,41**
C–D	31,64	669,1	0,002	0,367	**0,39**
	31,98	680,7	0,006	0,351	**0,37**
	32,31	692,1	0,009	0,335	**0,36**
	32,65	703,4	0,013	0,319	**0,35**
	32,99	714,4	0,017	0,305	**0,33**
	33,33	725,3	0,020	0,291	**0,32**
	33,66	736,0	0,024	0,278	**0,31**
D	**34,00**	**746,6**	0,027	0,266	**0,30**
Итого					**6,8**

Таблица 5.12

Расчет потребляемой энергии за расчетный период при дросселировании

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	ΣN, кВт	p_i, ч	$W_д$, кВт · ч
A	**22,20**	**96,3**	**20,6**	**8467,96**	–
A–B	22,74	185,5	30,0	7285,14	29 954,89
	23,28	244,1	34,6	5980,98	42 135,82
	23,82	291,0	37,9	4841,04	41 316,66
	24,36	331,4	40,5	3879,56	37 664,60

Окончание табл. 5.12

Режим	$H_{тр}$, м	$Q_{тр}$, м^3/ч	ΣN, кВт	p_i, ч	$W_д$, кВт · ч
A–B	24,91	367,4	42,7	3079,99	33 239,51
	25,45	400,2	44,6	2421,49	28 733,98
	25,99	430,4	46,3	1884,25	24 428,49
B	**26,53**	**458,7**	**47,9**	**1450,50**	**20 445,17**
	26,53	**458,7**	**60,3**	**1450,50**	**0,00**
B–C	27,13	488,0	62,4	1073,84	23 118,25
	27,72	515,6	64,3	785,53	18 272,90
	28,32	541,8	66,0	569,67	14 070,63
	28,92	566,8	67,6	412,32	10 515,48
	29,51	590,7	69,1	301,24	7593,55
	30,11	613,7	70,5	225,53	5282,49
	30,70	635,8	71,8	175,52	3556,24
C	**31,30**	**657,3**	**73,0**	**142,52**	**2387,56**
	31,30	**657,3**	**85,0**	**142,52**	**0,00**
C–D	31,64	669,1	85,8	128,39	1205,90
	31,98	680,7	86,6	115,90	1076,77
	32,31	692,1	87,4	103,80	1052,11
	32,65	703,4	88,1	90,93	1129,10
	32,99	714,4	88,8	76,18	1304,97
	33,33	725,3	89,5	58,50	1577,02
	33,66	736,0	90,2	36,89	1942,59
D	**34,00**	**746,6**	**90,9**	**10,41**	**2399,13**
Итого					**354 403,83**

Пересчет затрат электроэнергии на потребления условного топлива за расчетный период *T* при использовании дросселирования производим, используя выражение (4.11):

$$G'_{тут} = W_д \cdot q_{тут} = 35\,440{,}83 \cdot \frac{238{,}5}{10^6} = 84{,}53 \text{ т у. т./год.}$$

Количество выброшенных парниковых газов при генерации энергии, затраченной насосной станцией на транспортирование воды, за расчетный период *T* в CO_2-эквиваленте рассчитываем, используя выражение (4.12):

$$G'_{CO_2} = W_д \cdot q_{CO_2} = 354\,403{,}83 \cdot \frac{340{,}6}{10^6} = 120{,}71 \text{ т } CO_2\text{/год.}$$

5.10. Сравнение результатов расчета режимов работы насосного оборудования при частотном регулировании и дросселировании

Проанализируем результаты расчетов режимов работы насосного оборудования при регулировании с использованием ЧРЭП и при дросселировании.

На рис. 5.7 приведены кривые индекса перерасхода энергии для двух рассмотренных способов регулирования. В ряде режимов наблюдается более экологичная эксплуатация насосного оборудования при дросселировании, чем при использовании ЧРЭП. Это возможно объяснить: а) наличием дополнительных потерь энергии в электроприводе (≈2%); б) изменением КПД насоса при снижении частоты вращения рабочего колеса. Но в целом по суммарному показателю режимы работы насосного оборудования более экологичны при частотном регулировании, нежели при дросселировании.

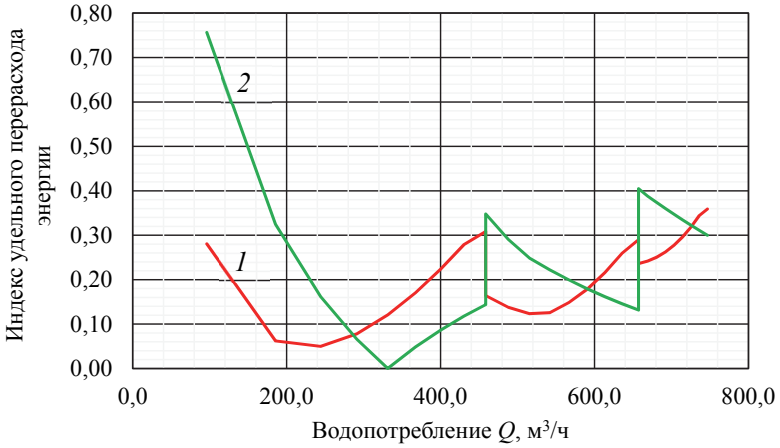

Рис. 5.7. Индекс удельного перерасхода энергии при использовании ЧРЭП:
1 – кривая индекса ΔE варианта с частотным регулированием;
2 – кривая индекса ΔE варианта с дросселированием

На рис. 5.8 приведено сравнение мгновенной потребляемой мощности насосной станцией при частотном регулировании (*1*), при дросселировании (*2*) и их разница (*3*). Очевидно, что при частотном

регулировании мгновенная потребляемая мощность ниже во всех рассматриваемых режимах за исключением переходных режимов *B*, *C* и *D*, в которых энергопотребление насосного оборудование сравнивается в обоих вариантах.

Величина экономии потребляемой электроэнергии при частотном регулировании определяется:

$$\Delta W = W_{\text{д}} - W_{\text{рег}} = 354\,403{,}83 - 263\,613{,}58 = 90\,790{,}25\,\text{кВт}\cdot\text{ч/год}.$$

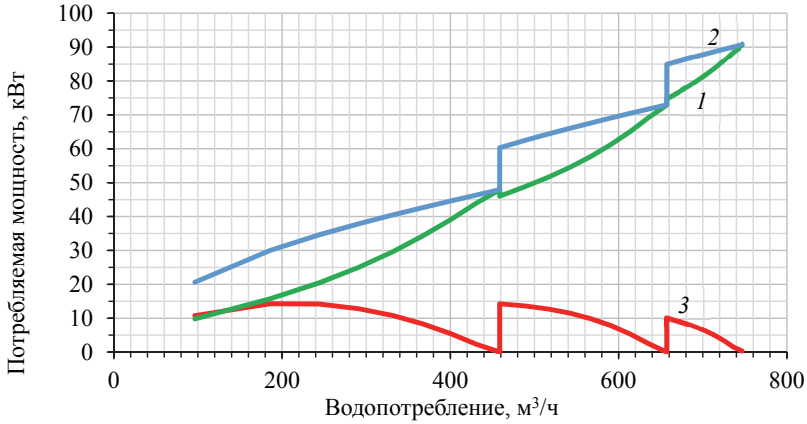

Рис. 5.8. Сравнение мгновенной потребляемой мощности (*3*) насосной станцией при частотном регулировании (*1*) и при дросселировании (*2*)

Сравнив полученные значения потребления условного топлива при использовании ЧРЭП и дросселирования, оцениваем экологический эффект по уровню снижения потребления условного топлива:

$$\Delta G_{\text{тут}} = G'_{\text{тут}} - G_{\text{тут}} = 84{,}53 - 62{,}87 = 21{,}66\,\text{т у. т./год},$$

и выброса парниковых газов в CO_2-эквиваленте:

$$\Delta G_{CO_2} = G'_{CO_2} - G_{CO_2} = 120{,}71 - 89{,}87 = 30{,}84\,\text{т}\ CO_2/\text{год}.$$

Таким образом снижение антропогенной нагрузки на окружающую среду составит на 21,66 т у. т. в год и 30,84 т CO_2-экв меньше при использовании ЧРЭП для регулирования режимов работы рассматриваемой насосной станции по сравнению с использованием для тех же целей дросселирования.

5.11. Расчет потребляемой энергии насосной станцией за расчетный период при помощи альтернативных методов. Сравнение результатов

Для сравнительного анализа разработанной методики расчета режимов работы насосного оборудования и энергопотребления за расчетный период произведем сравнительный расчет по альтернативной методике Б.С. Лезнова /52/. Исходные данные для расчета принимаем аналогичными, как в подглаве 5.1.

Пользуясь выражением (1.29), определим энергозатраты за расчетный период при использовании частотного регулирования режимов работы:

$$W_{\text{рег}} = \frac{N_{\text{б}} \cdot T \cdot (1+\lambda)}{\eta_{\text{эд}} \cdot 4} \cdot \left[\left(1 + H_{\text{п}}^{*}\right) + \lambda^{2} \cdot \left(1 - H_{\text{п}}^{*}\right) \right] =$$

$$= \frac{85{,}4 \cdot 8760 \cdot (1+0{,}129)}{0{,}95 \cdot 4} \cdot \left[(1+0{,}647) + 0{,}129^{2} \cdot (1-0{,}647) \right] =$$

$$= 275\,533{,}5 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год},$$

и при использовании дросселирования:

$$W_{\text{д}} = \frac{N_{\text{б}} \cdot T \cdot (1+\lambda)}{\eta_{\text{эд}} \cdot 4} \cdot \left[\left(1 + H_{\text{ф}}^{*}\right) + \lambda^{2} \cdot \left(1 - H_{\text{ф}}^{*}\right) \right] =$$

$$= \frac{85{,}4 \cdot 8760 \cdot (1+0{,}129)}{0{,}95 \cdot 4} \cdot \left[(1+1{,}15) + 0{,}129^{2} \cdot (1-1{,}15) \right] =$$

$$= 358\,388{,}1 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Экономия энергии составит соответственно:

$$\Delta W = W_{\text{д}} - W_{\text{рег}} = 358\,388{,}1 - 275\,533{,}5 = 82\,855{,}5 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Используя выражение (1.30), можно рассчитать напрямую экономию электроэнергии за расчетный период при внедрении регулируемого привода:

$$W_{\text{рез}} = \frac{1}{\eta_{\text{эд}}} \cdot N_{\text{б}} \cdot T \cdot \left[w_{\text{д}}^{*} - \left(1 + \zeta - \eta_{\text{пр}}\right) \right] \cdot \varphi =$$

$$= \frac{1}{0,95} \cdot 85,4 \cdot 8760 \cdot \left[0,18 - \left(1 + 0,02 - 0,98\right)\right] \cdot 0,75 =$$

$$= 826\,383,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год}.$$

Разница в результатах составляет 0,2%.

Кроме того, как уже упоминалось в главе 1, методика, предложенная Б.С. Лезновым, не позволяет проанализировать и оценить влияние на энергопотребление изменения порядка включения/выключения насосов, оборудования ЧРЭП всех или нескольких насосных агрегатов.

Сравнение результатов расчета по разработанной методике и методике, предложенной Б.С. Лезновым, приведены в табл. 5.13.

Таблица 5.13

Сравнение результатов расчета

Показатель	Результаты расчета		
	по разработанной методике	по Б.С. Лезнову	
		по формуле (1.29)	по формуле (1.30)
Расчетное энергопотребление до внедрения ЧРЭП, кВт · ч	354 403,8	358 388,1	–
Расчетное энергопотребление после внедрения ЧРЭП, кВт · ч	263 613,6	275 533,5	–
Расчетная экономия энергоресурсов, кВт · ч	90 790,2	82 855,5	82 683,4
Фактическое энергопотребление до внедрения ЧРЭП*, кВт · ч	357 154,6		
Фактическое энергопотребление после внедрения ЧРЭП*, кВт · ч	267 286,8		
Фактическая экономия энергоресурсов, кВт · ч	89 867,8		
Расхождение расчетных значений с фактическими, %	1,01	8,7	8,5

*Фактические данные получены в службе эксплуатации рассматриваемого объекта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В современных условиях растущего дефицита энергоносителей и ужесточения экологического законодательства крайне важно иметь в инженерном арсенале методическую базу, позволяющую всесторонне оценивать внедрение энергоэффективных мероприятий с технической, экономической и экологической точек зрения. Разработанные в данной работе методические основы как раз и предназначены для решения подобных задач по расчету и анализу режимов работы центробежных насосов с ЧРЭП.

Представленные в данной работе результаты исследований позволяют:

1) производить подбор центробежных насосов с использованием критериев, позволяющих предварительно оценить правильность выбора оборудования и его режимов работы с технологической и энергетической точек зрения. Использование на практике разработанных критериев подбора центробежных насосов дает возможность снизить трудозатраты и вероятность ложного выбора, повысить обоснованность принимаемых решений;

2) рассчитывать и анализировать любой возможный режим работы центробежного насоса с учетом типа используемого привода (регулируемого или нерегулируемого), количества одновременно работающих насосных агрегатов и алгоритма из работы. В совокупности это дает в руки инженера универсальный инструмент определения технологических, энергетических и экологических показателей эффективности работы насосного оборудования;

3) рассчитывать потребляемую энергию отдельным насосом или насосной станцией в целом за расчетный период. При этом учитываются максимум возможных особенностей работы насосного оборудования:

а) количество одновременно работающих (параллельно или последовательно) насосных агрегатов;

б) количество используемых ЧРЭП – на одном, на двух или на всех рабочих насосных агрегатах;

в) алгоритм (последовательность) включения/выключения насосных агрегатов в работу;

г) параметр, по которому осуществляется управление работой насосной станцией – напор на выходе из насосной станции или в диктующей точке;

д) изменение гидравлического КПД центробежного насоса в зависимости от производительности и частоты вращения рабочего колеса;

е) способ получения данных о неравномерности водопотребления – результаты натурного наблюдения или теоретические расчеты;

4) оценить степень воздействия на окружающую среду работающего оборудования посредством таких показателей, как потребление условного топлива и выбросы парниковых газов в CO_2-эквиваленте. Как следствие, методика позволяет оценить степень изменения экологических показателей в зависимости от внедрения тех или иных мероприятий.

Результаты исследований апробированы в ряде проектных и инжиниринговых предприятий, занимающихся проектированием и анализом работы объектов водоснабжения и водоотведения населенных пунктов, промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов, Б.И. Частотно-управляемые электроприводы на базе высоковольтных преобразователей / Б.И. Абрамов, А.С. Дрожжин, А.С. Дронов // Электротехника. – 2001. – № 1. – С. 6–11.

2. Абрамов, Б.И. Энергосбережение средствами электропривода в коммунальном хозяйстве города / Б.И. Абрамов, Г.М. Иванов, Б.С. Лезнов // Электротехника. – 2001. – № 1. – С. 59–63.

3. Абрамов, Н.Н. Теория и методика расчета систем подачи и распределения воды / Н.Н. Абрамов. – М.: Стройиздат, 1972. – 288 с.

4. Агеева, В.В. Гидравлика. Часть 2. Гидродинамика. Лекции для студентов заочной формы обучения направления подготовки 270100 – «Строительство»: учеб. пособие / В.В. Агеева. – Н. Новгород: Нижегород. гос. архитек.-строит. ун-т, 2011. – 81 с.

5. Азерьер, С.Х. Водоснабжение на железнодорожном транспорте / С.Х. Азерьер. – М.: ТрансЖелДорИздат, 1940. – 508 с.

6. Багаев, Ю.Г. Опыт внедрения станций частотного управления насосными агрегатами / Ю.Г. Багаев, В.Ф. Мелеховский, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 3. – С. 9–12.

7. Багаев, Ю.Г. Параллельная работа насоса с частотно-регулируемым электроприводом / Ю.Г. Багаев, Н.В. Карпов, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2014. – № 4. – С. 38–41.

8. Багаев, Ю.Г. Частотное регулирование насосных агрегатов в системах водоснабжения и водоотведения / Ю.Г. Багаев, Н.В. Карпов, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2009. – № 3. – С. 51–53.

9. Бугров, В.П. Оценка привлекательности частотного регулирования насосных установок энергетических объектов / В.П. Бугров, И.Б. Зобов // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 14–18.

10. Бугров, В.П. Параллельная работа частотно-регулируемых насосных агрегатов / В.П. Бугров, К.А. Шленов // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 47–50.

11. Бугров, В.П. ТЭО целесообразности применения технологии частотного регулирования для насосной станции 1-го подъема /

В.П. Бугров, Ю.В. Сербин, М.Ю. Юдин // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 18–24.

12. Вариативная оптимизация электроприводных систем насосных агрегатов / А.А. Прокопов [и др.] // Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ». – 2018. – № 6. – С. 33–42.

13. Воздвиженский, В.Б. Частотно-регулируемый привод. К вопросу установки на электродвигателях насосов холодного водоснабжения / В.Б. Воздвиженский, Н.И. Кошелев // Некоммерческое партнерство АВОК [Электронный ресурс]. – 2008. – Режим доступа: http://abok.ru/for spec/articles.php – Дата доступа: 06.02.2007.

14. Гавриленко, Б.А. Гидравлический привод / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, С.Н. Рождественский. – М.: Машиностроение, 1968. – 502 с.

15. Горюнов, А.Н. Исследование эффективности применения регулируемого электропривода насосных агрегатов первого подъема: автореф. дис. … канд. техн. наук / А.Н. Горюнов. – Чебоксары: ФБГОУ ВПО «Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова», 2013. – 20 с.

16. Гришин, А.П. Создание систем управляемого водопользования в сельском хозяйстве: дис. … д-ра техн. наук / А.П. Гришин. – М.: ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2012. – 377 с.

17. Гришко, Н.К. Применение преобразователей частоты в системе автоматизации водопроводных насосных станций / Н.К. Гришко, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2007. – № 6. – С. 49–51.

18. Гуринович, А.Д. Питьевое водоснабжение из подземных источников: проблемы и решения / А.Д. Гуринович. – Минск: Технопринт, 2004. – 244 с.

19. Гуринович, А.Д. Системы питьевого водоснабжения с водозаборными скважинами: планирование, проектирование, строительство и эксплуатация / А.Д. Гуринович. – Минск: Технопринт, 2001. – 305 с.

20. Еловик, В.Л. Систематические наблюдения за работой водозаборных скважин. Принцип и методика / В.Л. Еловик // Материалы XXXI студенческой научной конференции Полоцкого государственного университета / редкол.: Ф.И. Пантелеенко (гл. ред.) [и др.]. – Полоцк, 2002. – С. 266–268.

21. Еловик, В.Л. Анализ режимов работы однотипных насосов, оборудованных регулируемым приводом / В.Л. Еловик, Ю.П. Седлухо // Вода и экология: проблемы и решения. – 2006. – № 2 (27). – С. 68–75.

22. Еловик, В.Л. Методика прямого расчета потребляемой энергии частотно-регулируемым насосом за расчетный период / В.Л. Еловик, Ю.П. Седлухо // Вода: химия и экология. – 2010. – № 7. – С. 46–50.

23. Еловик, В.Л. Применение регулируемого привода на однотипных насосах. Проблемы и решения / В.Л. Еловик, Ю.П. Седлухо // Водостачання та водовідведення. – 2011. – № 5/11. – С. 33–38.

24. Еловик, В.Л. Оптимизация систем водоснабжения малых населенных пунктов при использовании децентрализованных подземных источников / В.Л. Еловик, Ю.П. Седлухо // Водоочистка. Водоподготовка. Водоснабжение. – 2016. – № 12. – С. 60–61.

25. Еловик, В.Л. Методика расчета и анализа режимов работы насосных агрегатов, оборудованных регулируемым электроприводом / В.Л. Еловик // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. – 2019. – № 2 (223). – С. 204–213.

26. Еловик, В.Л. Особенности режимов работы насосных станций водозаборных сооружений подземных вод, систем канализации и комбинированных систем водоснабжения / В.Л. Еловик // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. – 2020. – № 1 (229). – С. 242–248.

27. Еловик, В.Л. Критерии стабильной и эффективной работы насосного оборудования с частотно-регулируемым приводом / В.Л. Еловик, И.В. Войтов // Труды БГТУ. Сер. 2, Химические технологии, биотехнологии, геоэкология. – 2021. – № 1 (241). – С. 197–204.

28. Еловик, В.Л. Разработка методики определения и повышения эффективность работы центробежных насосов с применением регулируемого привода: отчет о НИР (заключ.) / БНТУ; рук. В.Л. Еловик; исполн.: В.Л. Еловик, М.И. Лемеш. – Минск, 2007. – 58 с. – № ГР 2007909.

29. Есьман, И.Г. Центробежные насосы / И.Г. Есьман – М., Л.: ГОНТИ, 1931. – 88 с.

30. Зобов, И.Б. Инженерный центр «Арт» и системы частотного регулирования для энергетических объектов / И.Б. Зобов // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 9–13.

31. Зоркин, Е.М. Оптимизация управления водоподачей в напорных сетях / Е.М. Зоркин // Водоснабжение и санитарная техника. – 2006. – № 11, ч. 2. – С. 33–40.

32. Ильин, В.Г. Расчет совместной работы насосов водопроводных сетей и резервуаров / В.Г. Ильин. – Киев: Госстройиздат УССР, 1963. – 136 с.

33. Инструкция по определению эффективности использования средств, направленных на выполнение энергосберегающих мероприятий – Введ. 01.01.04. – Минск: Ком. по энергоэффективности при Совете Министров Респ. Беларусь, 2004. – 9 с.

34. Карасев, Б.В. Насосы и насосные станции: учеб. для вузов / Б.В. Карасев. – Минск: Выш. шк., 1990. – 325 с.

35. Карелин, В.Я. Насосы и насосные станции: учеб. для вузов / В.Я. Карелин, А.В. Минаев. – 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.

36. Кахоров, Р.А. Исследование и оптимизация динамических процессов в электроприводных системах насосных станций: дис. … канд. техн. наук / Р.А. Кахоров. – СПб.: ФГАОУВУ «Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина)», 2019. – 136 с.

37. Клевцов, А.В. Средства оптимизации потребления электроэнергии / А.В. Клевцов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 240 с.

38. Климов, А.Н. Опыт эксплуатации частотно-регулируемого электропривода на насосных станциях водоснабжения и водоотведения г. Орла / А.Н. Климов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2003. – № 7. – С. 4–7.

39. Ключникова, Г.А. Энергетическая оптимизация режимов работы электроприводов насосных станций: дис. … канд. техн. наук / Г.А. Ключникова. – М.: МГОУ, 2000. – 164 с.

40. Копырин, В. Автоматизация насосной станции с применением частотно-регулируемого электропривода / В. Копырин, Е. Бородацкий // Силовая электроника. – 2006. – № 2. – С. 20–23.

41. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины: турбины и насосы: учеб. для вузов / Г.И. Кривченко. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.

42. Лазарев, Г.Б. Высоковольтные преобразователи для частотнорегулируемого электропривода. Построение различных систем / Г.Б. Лазарев // Новости электротехники. – 2005. – № 2 (32). – С. 10–15.

43. Лезнов, Б.С. Методические рекомендации по приближенному расчету эффективности применения регулируемого электропривода в насосных установках систем водоснабжения / Б.С. Лезнов. – М.: ВИЭСХ ВАСХНИЛ, 1980. – 44 с.

44. Лезнов, Б.С. Рекомендации по применению регулируемого электропривода в системах автоматического управления водопроводных и канализационных насосных установок / Б.С. Лезнов. – М.: ВНИИ ВОДГЕО, 1987. – 98 с.

45. Лезнов, Б.С. Современные проблемы использования регулируемого электропривода в насосных установках / Б.С. Лезнов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2006. – № 11, ч. 2. – С. 2–6.

46. Лезнов, Б.С. Технологические основы энергосбережения в насосных установках / Б.С. Лезнов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 7. – С. 13–15.

47. Лезнов, Б.С. Характеристики разветвленных трубопроводов с промежуточными отборами воды / Б.С. Лезнов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2007. – № 12. – С. 37–39.

48. Лезнов, Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов. – М.: Машиностроение, 2013. – 176 с.

49. Лезнов, Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках / Б.С. Лезнов. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 326 с

50. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках / Б.С. Лезнов. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

51. Лезнов, Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках / Б.С. Лезнов. – М.: ИК «Ягорба» – «Биоинформсервис», 1998. – 180 с.

52. Лезнов, Б.С. Методика оценки эффективности применения регулируемого электропривода в водопроводных и канализационных насосных установках / Б.С. Лезнов. – М.: Машиностроение, 2011. – 88 с.

53. Леонов, Г.В. Опыт внедрения и совершенствования частотнорегулируемого электропривода для насосных станций / Г.В. Леонов, В.П. Ряхлин, А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2005. – № 2, ч. 2. – С. 21–24.

54. Леонов, Г.В. Энергосбережение и управление регулируемым приводом на канализационных насосных станциях / Г.В. Леонов, В.П. Рахлин // Энергия и менеджмент. – 2003. – № 2. – С. 33.

55. Лиходеев, А.Д. Повышение энергоэффективности и эксплуатационной надежности электропривода в системах водоснабжения: дис. … канд. техн. наук / А.Д. Лиходеев. – Петропавловск-Камчатский: ФГБОУ ВПО «Камчатский государственный технический университет», 2016. – 161 с.

56. Лищенко, С.А. Регулирование работы насосов на водопроводных насосных станциях / С.А. Лищенко. – М.: Стройиздат, 1949. – 84 с.

57. Маккей Р. (Mackay R.) Низкий расход не означает низкой надежности / Р. Маккей // Вода. – 2005. – № 10. – С. 14–16.

58. Малющенко, В.В. Энергетические насосы: справ. пособие / В.В. Малющенко, А.К. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.

59. Межгосударственный стандарт. Энергетическая эффективность. Оценка энергоэффективности насосных систем: ГОСТ 33969–2016 (ISO/ASME 14414:2015). – М.: Стандартинформ, 2017. – 17 с.

60. Методические рекомендации по выбору оборудования для частотно-регулируемой насосной станции второго подъема с комбинированной компоновочной схемой: метод. рекомендации / А.П. Гришин [и др.]. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2006. – 74 с.

61. Методические рекомендации по составлению технико-экономических обоснований для энергосберегающих мероприятий. – Минск: Департамент по энергоэффективности Государственного комитета по стандартизации Респ. Беларусь, 2020. – 144 с.

62. Михайлов, А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малющенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

63. Мосандилов, Л.Б. Регулирование частоты вращения асинхронных двигателей / Л.Б. Мосандилов, В.В. Москаленко. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1978. – 96 с.

64. Мошнин, Л.Ф. Методы технико-экономического расчета водопроводных сетей / Л.Ф. Мошнин. – М.: Стройиздат, 1950. – 144 с.

65. Мустафин, М.А. Энергосберегающие системы электропривода центробежных насосных агрегатов: автореф. дис. … д-ра техн. наук: 05.09.03 / М.А. Мустафин; НАО «Алматинский институт энергетики и связи». – Алматы, 2007. – 44 с.

66. Насосные станции с погружными насосами. Расчет и конструирование / С.Е. Березин [и др.]. – М.: Стройиздат, 2008. – 160 с.

67. Николаев, В.Г. Анализ энергоэффективности различных способов управления насосными установками с регулируемым приводом / В.Г. Николаев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2006. – № 11, ч. 2. – С. 6–17.

68. Николаев, В.Г. Энергосберегающие методы управления режимами работы насосных установок систем водоснабжения и водоотведения: дис. … д-ра техн. наук / В.Г. Николаев. – М.: МГАКХиС, 2010. – 375 с.

69. Николаев, В.Г. Энергосберегающие способы управления лопастными насосными агрегатами в системах водоснабжения при нестационарной нагрузке / В.Г. Николаев // Водоочистка. – 2006. – № 11. – С. 57–60.

70. Объединенная система управления режимом работы насосных станций, подающих воду в общую сеть / Б.С. Лезнов [и др.] // Водоснабжение и санитарная техника. – 2005. – № 11. – С. 9–16.

71. Онищенко, Г.Б. Электропривод турбомеханизмов / Г.Б. Онищенко, М.Г. Юньков. – М.: Энергия, 1972. – 240 с.

72. Пирсол, И. (Pearsall I.). Кавитация / И. Пирсол; пер. с англ.: Ю.Ф. Журавлева, под ред. Л.А. Эпштейна. – М.: Мир, 1975. – 95 с.

73. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы: учеб. для вузов / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.

74. Поляков, Г.П. Расчет экономии электроэнергии в насосных установках при введении частотно-регулируемого электропривода / Г.П. Поляков // Водоснабжение и санитарная техника. – 2001. – № 1. – С. 30–34.

75. Пособие по проектированию автоматизации и диспетчеризации систем водоснабжения (к СНиП 2.04.02.-84). – Введ. 05.03.85. – М.: ГОТКЗПИ Союзводоканалпроект Госстроя СССР, 1985. – 46 с.

76. Поспелова, Т.Г. Основы энергосбережения / Т.Г. Поспелова. – Минск: Технопринт, 2000. – 353 с.

77. Похил, Ю.Н. Автоматизация технологических процессов на канализационных насосных станциях / Ю.Н. Похил // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 3. – С. 23–25.

78. Прегер, Е.А. Аналитический метод исследования совместной работы насосов и трубопроводов канализационной насосной станции: учеб. пособие к изучению курса «Насосы и насосные станции» для студентов специальностей 1209 – «Водоснабжение и

канализация» и 1217 – «Очистка природных и сточных вод» / Е.А. Прегер. – Л.: ЛИСИ, 1974. – 60 с.

79. Прегер, Е.А. Подбор лопастных насосов по уравнениям их характеристик / Е.А. Прегер // Ленинградский дом научно-технической пропаганды. Информационно-технический листок. – 1954. – № 23 (46). – 13 с.

80. Прегер, Е.А. Проектирование водопроводных и канализационных насосных станций: учеб. пособие к выполнению курсового проекта / Е.А. Прегер, А.И. Кораблев. – Л.: Ленуприздат, тип. № 3, 1979. – 63 с.

81. Преобразователь частоты как дань моде и источник проблем / коллектив инж. центра «Арт» // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 5–8.

82. Прокопов, А.А. Применение НКУ СЧР для автоматизации повысительных насосных станций / А.А. Прокопов, С.В. Лебединец // Теплоэнергоэффективные технологии. – 2003. – № 2. – С. 59–64.

83. Пфлейдерер, К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / К. Пфлейдерер; пер. с нем А.М. Ладогина. – М.: Машгиз, 1960. – 683 с.

84. Пфлейдерер, К. Центробежные и пропеллерные насосы / К. Пфлейдерер; пер. с нем. В.И. Поликовского, В.К. Рерих. – Л.: ОНТИ-НКТП СССР, 1937. – 496 с.

85. Разработка методики расчета стоимости жизненного цикла оборудования, систем и сооружений для водоснабжения и водоотведения / С.Е. Березин [и др.]. // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 2. – С. 10–19.

86. Расчет водопроводных сетей: учеб. пособие для вузов / Н.Н. Абрамов [и др.]. – 4-е изд. – М.: Стройиздат, 1983. – 278 с.

87. Русан, В.И. Технические аспекты и методы оценки экономической целесообразности использования преобразователей частоты в составе насосных агрегатов / В.И. Русан, Е.А. Клебанов // Энергия и менеджмент. – 2001. – № 3. – С. 7–9.

88. Седлуха, С.П. Методика расчета затрат энергии на подачу воды при оборудовании насосной станции регулируемыми и нерегулируемыми насосами / С.П. Седлуха // Вода и экология. Проблемы и решения. – 2001. – № 3 (8). – С. 71–83.

89. Седлуха, С.П. Нужен ли ПЧ центробежному насосу? Если да, то какой? / С.П. Седлуха // Энергия и менеджмент. – 2004. – № 2 (17). – С. 17–23.

90. Совершенствование системы подачи и распределения воды / В.С. Гордиенко [и др.] // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 4, ч. 2. – С. 7–10.

91. Современная методика расчета эффективности регулируемого электропривода / Е.И. Жук [и др.] // Энергия и менеджмент. – 2005. – № 2 (23). – С. 11–13.

92. Справочник по энергетическому оборудованию / сост.: В.Д. Кучинский, А.П. Пименов, О.Н. Бурим. – Минск: Маджикбук, 2008. – 144 с.

93. Справочник проектировщика. Водоснабжение населенных мест и промышленных предприятий / под ред. И.А. Назарова. – М.: Стройиздат, 1977. – 288 с.

94. Старинский, В.П. Технологические гидравлические и технико-экономические расчеты в водоснабжении: учеб. пособие для вузов по спец. «Водоснабжение и канализация» / В.П. Старинский. – Минск: Выш. шк., 1985. – 200 с.

95. Технический кодекс установившейся практики. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-4.01-320-2018 (33020). – Введ. 16.04.2018. – Минск: Министерство архитектуры и строительства Респ. Беларусь, 2018. – 75 с.

96. Технический кодекс установившейся практики. Канализация. Наружные сети и сооружения. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-4.01-321-2018 (33020). – Введ. 16.04.2018. – Минск: Министерство архитектуры и строительства Респ. Беларусь, 2018. – 86 с.

97. Технический кодекс установившейся практики. Противопожарное водоснабжение. Строительные нормы проектирования: ТКП 45-2.02-138 – 2009. – Введ. 02.09.2009. – Минск: Министерство архитектуры и строительства Респ. Беларусь, 2009. – 28 с.

98. Товстолес, Ф.П. Гидравлика и насосы / Ф.П. Товстолес. – М.: ОНТИ, 1938. – 399 с.

99. Турхин, Ю.А. Снижение энергозатрат при эксплуатации центробежных компрессорных машин / Ю.А. Турхин, В.И. Лапутков // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 7. – С. 18.

100. Усачев, А.П. Методика оценки эффективности частотного регулирования производительности насосных агрегатов / А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 7. – С. 57–63.

101. Усачев, А.П. Повышение энергоэффективности насосных установок в системах водоснабжения и водоотведения / А.П. Усачев, Н.В. Карпов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2011. – № 2. – С. 61–65.

102. Усачев, А.П. Управление параллельной работой центробежных насосов / А.П. Усачев // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 2. – С. 55–60.

103. Фираго, Б.И. Исследование частотно-регулируемого электропривода турбомеханизмов при стабилизации напора / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик // Электрика. – 2003. – № 7. – С. 20.

104. Фираго, Б.И., Теория электропривода: учеб. пособие / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Минск: ЗАО «Техноперспектива», 2004. – 527 с.

105. Фисенко, В.Н. Индексы энергетической эффективности группы погружных центробежных насосов, работающих с переменным профилем нагрузки в водозаборных скважинах / В.Н. Фисенко // Вода Magazine. – 2017. – № 9. – С. 24–30.

106. Фисенко, В.Н. Энергетическая эффективность насосов в системах водоснабжения и водоотведения / В.Н. Фисенко // Водоснабжение и санитарная техника. – 2018. – № 6. – С. 52–63.

107. Хусаинов, С.К. Анализ эффективности работы центробежных насосов систем городских водоканалов / С.К. Хусаинов, Р.Н. Сулейманов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 7. – С. 21–24.

108. Чебаевский, В.Ф. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В.Ф. Чебаевский, К.П. Вишневский, Н.Н. Накладов. – М.: Колос, 2000. – 376 с.

109. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов / В.М. Черкасский. – 2-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

110. Черняховская, Ю.В. Выбросы парниковых газов в электроэнергетике и их снижение от внедрения российских проектов атомных электростанций / Ю.В. Черняховская // Вестник МЭИ. – 2017. – № 3. – С. 46–52.

111. Шакарян, Ю.Г. Инструкция по расчету экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода / Ю.Г. Шакарян. – М.: АО ВНИИЭ, 1997. – 12 с.

112. Шестрюк, А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учеб. пособие для вузов / А.Н. Шестрюк. – М.: Высш. шк., 1972. – 344 с.

113. Шихов, А.А. Применение частотно-регулируемого привода в энергосберегающих системах управления насосными установками / А.А. Шихов, В.А. Андрианов // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 7. – С. 33–34.

114. Шкедрин, Д.Г. Преобразователи частоты в энергосберегающем приводе насосов / Д.Г. Шкедрин // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 7. – С. 29–32.

115. Шлипченко, З.С. Насосы, компрессоры и вентиляторы / З.С. Шлипченко. – Киев: Техника, 1976. – 368 с.

116. Экономика водопроводно-канализационного строительства и хозяйства: учеб. для вузов / С.М. Шифрин [и др.]. – Л.: Стройиздат, 1982. – 319 с.

117. Эксплуатация систем водоснабжения, канализации и газоснабжения: справочник / под ред. В. Д. Дмитриева, Б. Г. Мишукова. – 3-е изд. – Л.: Стройиздат, 1988. – 383 с.

118. Энергетический баланс Республики Беларусь. Статистический сборник. – Минск: Национальный статистический комитет, 2021. – 148 с.

119. Энергосбережение и регулируемый электропривод на МУП «Уфаводоканал» / Б.С. Лезнов [и др.] // Водоснабжение и санитарная техника. – 2004. – № 4, ч. 2. – С. 17–20.

120. Adjustable speed motor drives: Energy efficiency: factsheet / Washington State University, Cooperative extension program. – 2003.

121. Adjustable speed pumping application // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2005. – No. 11.

122. Ahlgren, R. Variable-speed pumps? Of course! / R. Ahlgren // Plumbing systems & design. – 2003. – Jul/Aug. – P. 52.

123. Bortoni, E.C. Optimization of parallel variable-speed-driven centrifugal pumps operation / E.C. Bortoni, R. Alves de Almeida, A.N.C. Viana // Energy efficiency. – 2008. – No. 1. – P. 167–173.

124. Carlson, R. The correct method of calculating energy savings to justify adjustable-frequency drives on pumps / R. Carlson // IEEE

Transactions on industry applications. – 2000. – Vol. 36, No. 6. – P. 1725–1733.

125. Chavala, Jr. W. Technology demonstration of magnetically-coupled adjustable speed drive systems / W. Chavala Jr., D. Winiarski, M. Mulkerin. – U.S. Department of Energy, 2002. – 76 p.

126. Control strategies for centrifugal pumps with variable flow rate requirements // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2005. – No. 11.

127. Energy saving opportunities in control valves // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2007. – No. 10.

128. Hammo, S. Providing flow measurement in parallel pumping systems from variable speed drives / S. Hammo, J. Vholainen // World pumps. – December, 2006. – P. 30–33.

129. ISO/ASME 14414:2019. Pump system energy assessment – ISO/TC 115 Pumps. – 2019. – 56 p.

130. Lonberg, M. Variable Speed Drives for energy savings in hospital / M. Lonberg // World pumps. – 2005. – No. 494. – P. 20–24.

131. Pemberton, M. Variable speed pumping: myths and legends / M. Pemberton // World pumps. – 2005. – No. 460. – P. 22–24.

132. Pump selection considerations // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2005. – No. 2.

133. Select an energy-efficient centrifugal // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2005. – No. 3.

134. Test for pumping system efficiency // Energy tips – Pumping systems: tip sheet / U.S. Department of Energy. – 2005. – No. 4.

135. Variable speed pumping: A guide to successful application. Executive summary / Hydraulic Institute, Europump, U.S. Department of Energy. – Elsevier pub., 2004. – 22 p.

Научное издание

Еловик Валерий Леонидович
Войтов Игорь Витальевич
Седлухо Юрий Петрович

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Монография

Редактор *О.П. Приходько*
Компьютерная верстка *Е.В. Ильченко*
Дизайн обложки *П.П. Падалец*
Корректор *О.П. Приходько*

Подписано в печать 01.09.2022. Формат 60×84 1/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 6,4. Уч.-изд. л. 6,6.
Тираж 100 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.