
МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
(МГС)

INTERSTATE COUNCIL FOR STANDARDIZATION, METROLOGY AND CERTIFICATION
(ISC)

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ
СТАНДАРТ

ГОСТ
XXXXX
201X

НАСОСЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Поправки к рабочим характеристикам

(ISO/TR 17766:2005, NEQ)

Настоящий проект стандарта
не подлежит применению до его принятия



Москва
Стандартинформ
201_

Предисловие

Цели, основные принципы и основной порядок проведения работ по межгосударственной стандартизации установлены в ГОСТ 1.0–92 «Межгосударственная система стандартизации. Основные положения» и ГОСТ 1.2–2009 «Межгосударственная система стандартизации. Стандарты межгосударственные, правила и рекомендации по межгосударственной стандартизации. Правила разработки, принятия, применения, обновления и отмены»

Сведения о стандарте

1 ПОДГОТОВЛЕН Российской ассоциацией производителей насосов (РАПН) на основе собственного перевода на русский язык англоязычной версии стандарта, указанного в пункте 5

2 ВНЕСЕН Межгосударственным техническим комитетом по стандартизации МТК 245 «Насосы»

3 ПРИНЯТ Межгосударственным советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол от _____ № _____)

За принятие проголосовали:

Краткое наименование страны по МК (ИСО 3166) 004–97	Код страны по МК (ИСО 3166) 004–97	Сокращенное наименование национального органа по стандартизации
Армения	AM	Минэкономики Республики Армения
Беларусь	BY	Госстандарт Республики Беларусь
Казахстан	KZ	Госстандарт Республики Казахстан
Киргизия	KG	Кыргызстандарт

4 Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от _____ г. № _____ межгосударственный стандарт ГОСТ ISO 3069–201_ введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с _____ 201_ г.

5 Настоящий стандарт соответствует международному документу ISO/TR 17766:2005 «Центробежные насосы для перекачивания вязких жидкостей – Поправки к рабочим характеристикам» (ISO/TR 17766:2005 Centrifugal pumps handling viscous liquids – Performance corrections, NEQ) в части представления метода пересчета рабочей характеристики центробежных насосов с воды на вязкую жидкость.

Международный документ разработан техническим комитетом по стандартизации ISO/TC 115 «Насосы» Международной организации по стандартизации (ISO).

Перевод с английского языка – (en).

Официальные экземпляры международного документа, на основе которого подготовлен настоящий межгосударственный стандарт, имеется в Федеральном агентстве по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт).

Степень соответствия – неэквивалентная (NEQ).

6 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном информационном указателе «Национальные стандарты», а текст изменений и поправок – в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования – на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет

© Стандартиформ, 201_

В Российской Федерации настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

- 1 Область применения
- 2 Нормативные ссылки
- 3 Сокращения и условные обозначения
- 4 Метод Гидравлического Института

Приложение А (справочное) Примет пересчета параметров насоса с воды на вязкую жидкость

Приложение Б (справочное) Примет подбора насоса под заданные параметры

Приложение В (справочное) Теоретические подходы к анализу потерь энергии при работе насосов на вязких жидкостях

Приложение Г (справочное) Влияние конструктивных особенностей на работу насоса на вязких жидкостях

Библиография.....

Введение

Рабочая характеристика центробежного насоса при перекачивании вязких жидкостей (напр. тяжелая нефть) отличается от рабочей характеристики того же насоса, работающего на воде (см. рис.1), которую производители наиболее часто публикуют в каталогах на свою продукцию. Так, значения напора H и подачи Q , как правило, снижаются при повышении вязкости, в то время как значение потребляемой насосом мощности P и требуемого кавитационного запаса $NPSHR$, наоборот, будут увеличиваться. Изменение вязкости перекачиваемой среды также может оказать влияние на значение пускового момента.

В случае, если насос был предварительно испытан на воде, имеется возможность произвести приблизительный пересчет его параметров с воды (подстрочный индекс- w) на вязкую жидкость (подстрочный индекс- vis) с использованием поправочных коэффициентов C_H , C_Q и C_η , определяемых следующими уравнениями:

$$C_H = \frac{H_{vis}}{H_w} - \text{коэффициент напора}$$

$$C_Q = \frac{Q_{vis}}{Q_w} - \text{коэффициент подачи}$$

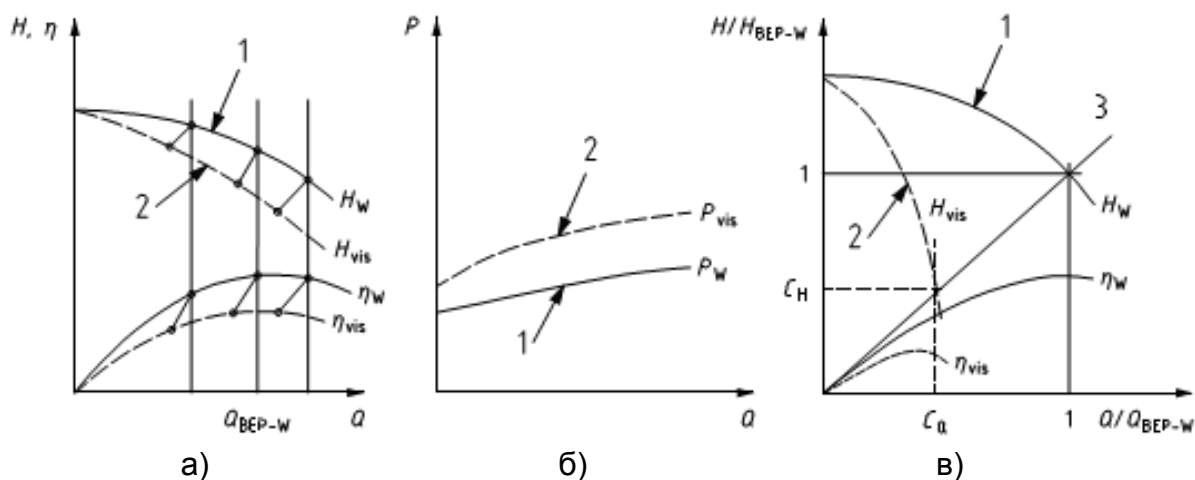
$$C_\eta = \frac{\eta_{vis}}{\eta_w} - \text{коэффициент КПД}$$

На рисунке Введ.1 (а) и (б) схематично представлено, каким образом характеристики напора, КПД и мощности меняются при переходе от перекачивания воды к перекачиванию жидкостей с высокой степенью вязкости.

Коэффициенты C_H и C_Q могут быть определены непосредственно по относительной напорной характеристике насоса (см. рисунок 1в). Прямая линия между точкой на относительной напорной характеристике, в которой достигается максимальное значение КПД насоса, и началом координат ($H=0$; $Q=0$) называется лучом отвода. Результаты испытаний, приведенные в [10] и [14], показывают, что наилучшие значения КПД насоса при работе на вязких жидкостях соответствуют

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

значениям C_H и C_Q , взятым непосредственно с луча отвода. Следовательно, в первом приближении, можно принять значение C_H равным значению C_Q .



Условные обозначения:

- 1 характеристика насоса при работе на воде
- 2 характеристика насоса при работе на вязкой жидкости
- 3 луч отвода

Рисунок Введ.1 – Изменение характеристик насоса при перекачивании вязких жидкостей

В большинстве случаев, поправочные коэффициенты определяются эмпирическими методами на основе результатов многочисленных испытаний различных насосов, перекачивающих воду и жидкости с различной степенью вязкости. Существуют также аналитические методы расчета, основанные на построении физической модели энергетических потерь в насосе. Примеры подобных методов анализа потерь приведены в [7], [8], [9], [10] и [18].

Эмпирические и аналитические методы определения поправочных коэффициентов сравнимы между собой по точности. Однако аналитический метод является более точным в прогнозировании мощностной характеристики насоса при перекачивании им вязких жидкостей. Он также позволяет исследовать влияние различных конструктивных параметров насоса на его энергетические характеристики и оптимизировать подбор насоса или его конструктивных особенностей для работы на жидкостях, имеющих высокую степень вязкости.

Использование аналитических методов расчета поправочных коэффициентов требует наличие доступа к определенному набору исходных данных, касающихся

информации о геометрии деталей насоса. Для конечного потребителя насоса доступ к таким данным зачастую ограничен, поэтому использование ими аналитических методов пересчета может быть затруднено.

Гидравлический Институт (Нью-Джерси, США) разработал обобщенный метод прогнозирования характеристик центробежных насосов для перекачивания вязких ньютоновских жидкостей. Этот метод является эмпирическим и основан на результатах экспериментальных данных, полученных из источников по всему миру. Данный метод позволяет произвести пересчет рабочей характеристики центробежного насоса с воды на вязкую жидкость. Последовательность выполнения действий метода также позволяет произвести оптимальный подбор насоса для работы на вязкой жидкости на заданных параметрах.

Расчеты эксплуатационных характеристик, полученные с использованием метода Гидравлического Института, являются приблизительными. Существует достаточно много факторов, которые данный метод не учитывает, например конструктивные особенности отдельно взятого насоса или особенности течения в его проточной части. Тем не менее, этот метод предлагает надежное и апробированное решение вопроса пересчета рабочих характеристик центробежных насосов в условиях ограниченности исходных данных. Данный метод был выбран в качестве основы для настоящего стандарта, потому, что дает минимальное расхождение между расчетными и экспериментальными данными по сравнению с другими эмпирическими методами.

В приложениях к данному стандарту приводится качественное описание различных гидравлических потерь, лежащих в основе изменений рабочих характеристик насоса при работе на вязких жидкостях. Кроме того, там же приведены методы определения поправочного коэффициента пускового момента и кавитационного запаса.

НАСОСЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ДЛЯ ПЕРЕКАЧИВАНИЯ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Поправки к рабочим характеристикам

Centrifugal pumps pumping viscous liquids. Corrections for operating characteristics

Дата введения – 201_ _ _

1 Область применения

Данный стандарт устанавливает порядок пересчета значений рабочих характеристик, полученных при работе на воде в предпочтительном рабочем диапазоне одноступенчатых и многоступенчатых центробежных насосов типовых конструкций с одно- и двухсторонним всасыванием, на вязкие (ньютоновские) жидкости со следующими ограничениями:

- коэффициент быстроходности ступени насоса $n_s \leq 60$;
- кинематическая вязкость жидкости, на которую производится пересчет 1...3000 сСт;
- подача насоса в точке максимального КПД на воде $Q_{\text{ВЕР-В}} = 3...260$ м³/ч;
- напор на ступень в точке максимального КПД при работе на воде $H_{\text{ВЕР-В}} = 6...130$ м.

П р и м е ч а н и я :

1. Описываемый метод применим для пересчета рабочих характеристик насосов с воды на жидкости с кинематической вязкостью 3000...4000 сСт с незначительным снижением точности;
2. Описываемый метод не рекомендуется использовать применительно к осевым насосам и насосам со специфическими конструктивными особенностями.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ ISO 17769-1-2014 «Насосы жидкостные и установки. Основные термины, определения, количественные величины, буквенные обозначения и единицы измерения. Часть 1. Жидкостные насосы»

3 Сокращения и условные обозначения

Полный перечень используемых в данном стандарте сокращений и условных обозначений, помимо тех, которые описаны в ГОСТ ISO 17769-1-2014, приводится ниже.

- A** Параметр, определяемый геометрией подвода, используемый при пересчете значений требуемого кавитационного запаса
- B** Основной параметр пересчета рабочих характеристик. Может быть определен как нормализующее число Рейнольдса применительно к насосу, связывающее поправочные коэффициенты пересчета с коэффициентом быстроходности насоса
- ВЕР** Точка максимального КПД (подача жидкости и напор, при которых КПД насоса при указанной частоте вращения достигает максимального значения)
- C_{η}** Поправочный коэффициент КПД
- $C_{\eta-RP}$** Поправочный коэффициент КПД, обусловленный только трением диска
- C_H** Поправочный коэффициент напора
- $C_{ВЕР-H}$** Поправочный коэффициент напора, соответствующий подаче в точке максимального КПД насоса при его работе на воде
- C_{NPSH}** Поправочный коэффициент кавитационного запаса
- C_Q** Поправочный коэффициент подачи
- d_2** Диаметр выхода рабочего колеса, м
- g** Ускорение свободного падения, м/с²
- H** Напор ступени насоса, м

$H_{BEP-vis}$	Напор ступени при подаче, соответствующей точке максимального КПД насоса при работе на вязкой жидкости, м
H_{BEP-W}	Напор ступени при подаче, соответствующей точке максимального КПД насоса при работе на воде, м
H_L	Гидравлические потери, м
H_{th}	Теоретический напор (без учета утечек), м
H_{vis}	Напор вязкой жидкости, м. Напор ступени при работе на вязкой жидкости
$H_{vis-tot}$	Полный напор насоса при работе на вязкой жидкости, м.
H_w	Напор ступени при работе на воде, м
N	Частота вращения вала насоса, об/мин
n_s	Коэффициент быстроходности

$$n_s = \frac{NQ_{BEP-W}^{0,5}}{H_{BEP-W}^{0,75}}$$

Коэффициент быстроходности рабочего колеса определяется как число оборотов в минуту геометрически подобного рабочего колеса, работающего при подаче в $1 \text{ м}^3/\text{с}$, создавая при этом напор 1 м. Такие же единицы измерения необходимо использовать для вычисления коэффициента быстроходности.

Примечание - В данном определении используется понятие величины подачи насоса, а не понятие величины подачи на входе в рабочее колесо.

$NPSHA$	Допускаемый кавитационный запас насоса, м
$NPSHR$	Требуемый кавитационный запас насоса (м), определяемый 3%-м критерием падения напора
$NPSHR_{BEP-W}$	Требуемый кавитационный запас (м) в точке максимального КПД насоса при работе на воде, определяемый 3%-м критерием падения напора
$NPSHR_{vis}$	Кавитационный запас насоса (м), требуемый для перекачивания вязкой жидкости
$NPSHR_w$	Кавитационный запас насоса (м), требуемый для перекачивания воды на основании стандартного 3%-го критерия падения напора
P	Мощность (без подстрочного индекса) - мощность на муфте, кВт

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

P_m	Механические потери мощности, кВт
P_u	Полезная мощность, передаваемая жидкости; $P_u = \rho g H Q$ (кВт)
P_{RR}	Потери мощности на трение дисков (кВт)
P_{vis}	Мощность с учетом вязкости, кВт. Мощность на валу насоса, необходимая для перекачивания вязких сред
P_w	Мощность на валу насоса, необходимая для перекачивания воды, кВт
Q	Подача насоса, м ³ /ч
Q_{BEP-W}	Подача насоса при работе на воде (м ³ /ч), при которой достигается максимальное значение КПД насоса
Q_{vis}	Подача насоса при работе на вязкой жидкости, м ³ /ч
Q_w	Подача насоса при работе на воде, м ³ /ч
q^*	Отношение величины подачи к величине подачи в точке максимального КПД: $q^* = Q/Q_{BEP}$
Re	Число Рейнольдса: $Re = \frac{\omega r_2^2}{\nu}$
r_2	Наружный радиус рабочего колеса, м
s	Удельный вес перекачиваемой жидкости по отношению к воде при температуре 20°C
V_{vis}	Кинематическая вязкость перекачиваемой жидкости, сСт
V_w	Кинематическая вязкость воды, сСт
η	Общий КПД насоса
η_{BEP-W}	Максимальный КПД насоса при работе на воде
η_h	Гидравлический КПД
η_{vis}	КПД насоса при работе на вязкой жидкости
η_{vol}	Объемный КПД
η_w	КПД насоса при работе на воде
μ	Динамическая (абсолютная) вязкость, Нс/м ²
ν	Кинематическая вязкость, м ² /с
ρ	Плотность, кг/м ³
ψ	Коэффициент напора
ω	Угловая скорость вала или рабочего колеса в рад/с

4. Метод Гидравлического Института

4.1 Общие положения метода

Метод Гидравлического Института предполагает наличие рабочей характеристики насоса при его работе на воде.

Уравнения пересчета основаны на вычислении числа Рейнольдса в отношении рабочих характеристик насоса, с поправкой на коэффициент быстроходности (параметр B), аппроксимированного в виде функции на основе экспериментальных данных.

В случае, когда требуется получить точную характеристику насоса при его работе на вязкой жидкости, следует произвести испытания насоса непосредственно на данной жидкости. Методы пересчета, основанные на анализе гидравлических потерь конкретной конструкции насоса, также могут дать более точный результат по сравнению с данным обобщенным методом.

4.2 Ограничения

Расчет поправочных коэффициентов применим к центробежным насосам ($n_s \leq 60$), работающих в нормальном рабочем диапазоне, с полностью открытым, полуоткрытым или закрытым рабочим колесом. Не рекомендуется использовать расчет для осевых насосов и насосов со специальной конструкцией. Дополнительная информация приведена в Приложении Г.

Расчет поправочных коэффициентов применим только в том случае, когда значение $NPSHA$ превышает значение $NPSHR$ на величину, достаточную для компенсации увеличения $NPSHR$ при увеличении вязкости. Оценка изменения значения $NPSHR$ при работе на вязких жидкостях приведена в Приложении В.

Данные, использованные для выведения уравнений поправочных коэффициентов, основаны на результатах испытаний насосов при работе на ньютоновских жидкостях. Пересчет характеристик насосов при работе на гелях,

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

жидких растворах, бумажной пульпе и подобных жидкостях, не относящиеся к ньютоновским, может привести к большим неточностям в зависимости от конкретных характеристик жидкости.

4.3 Алгоритм расчета

Алгоритм метода состоит из трех частей:

- а) оценка применимости для конкретного случая (см. 4.3.1);
- б) расчет параметров насоса при работе на вязкой жидкости, при условии, что известны параметры работы насоса на воде (см. 4.3.2);
- в) подбор насоса под заданные значения параметров при перекачивании вязкой жидкости (см. 4.3.3).

4.3.1. Оценка применимости метода

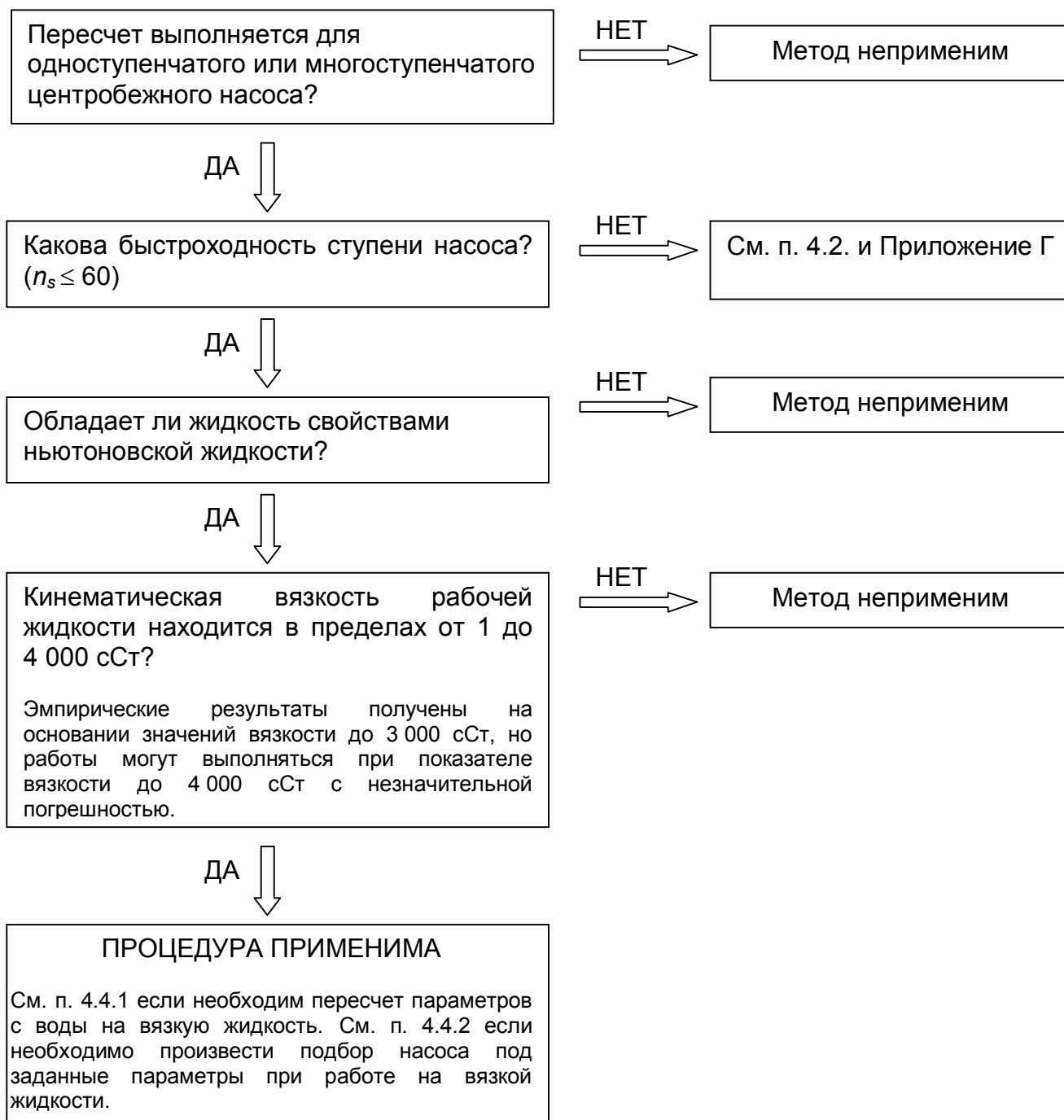


Рисунок 1 – Алгоритм оценки применимости метода.

4.3.2. Пересчет параметров насоса с воды на вязкую жидкость

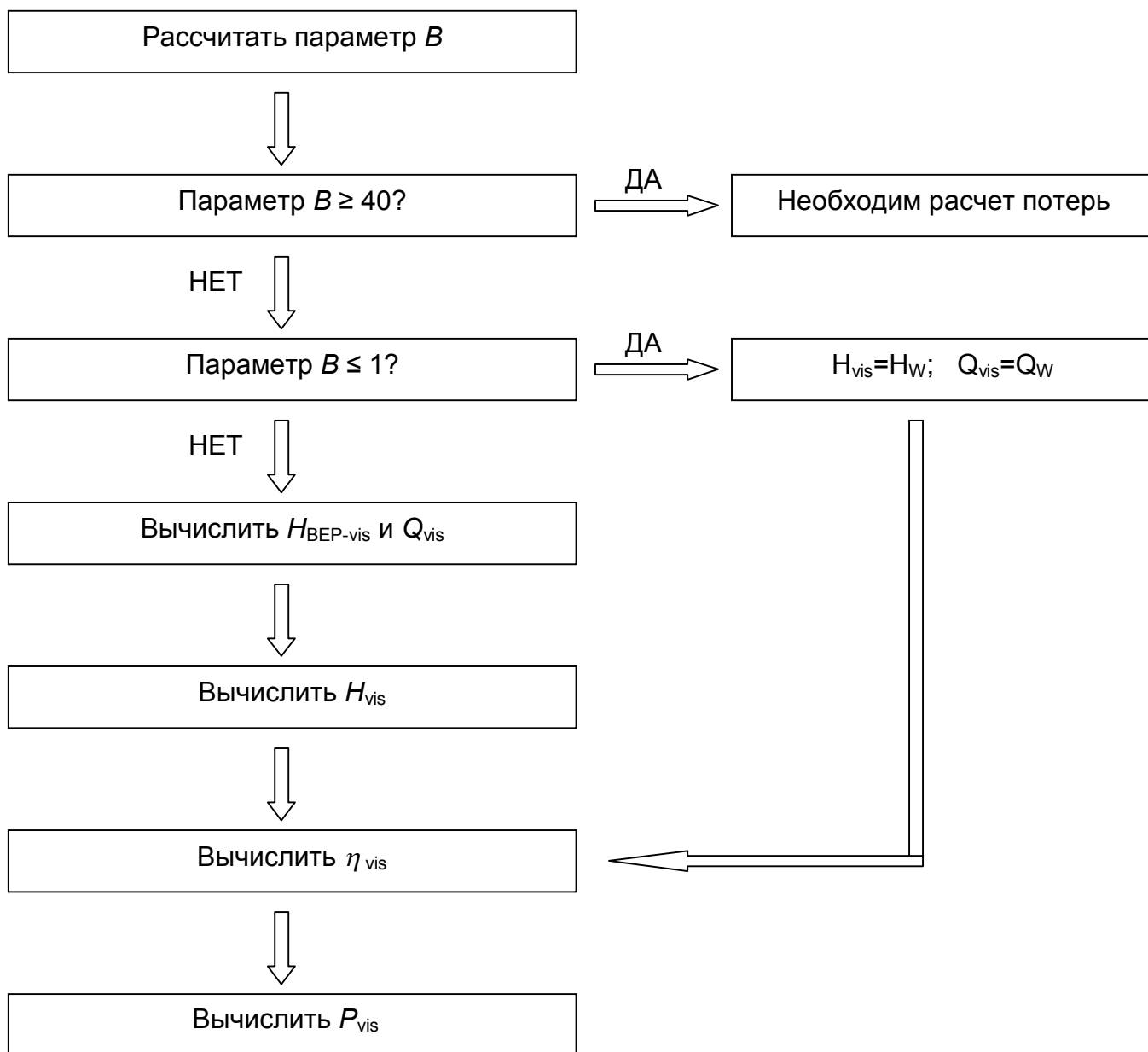


Рисунок 2 - Алгоритм определения параметров насоса при работе на вязкой жидкости

4.3.3. Подбор насоса под заданные параметры при работе на вязкой жидкости

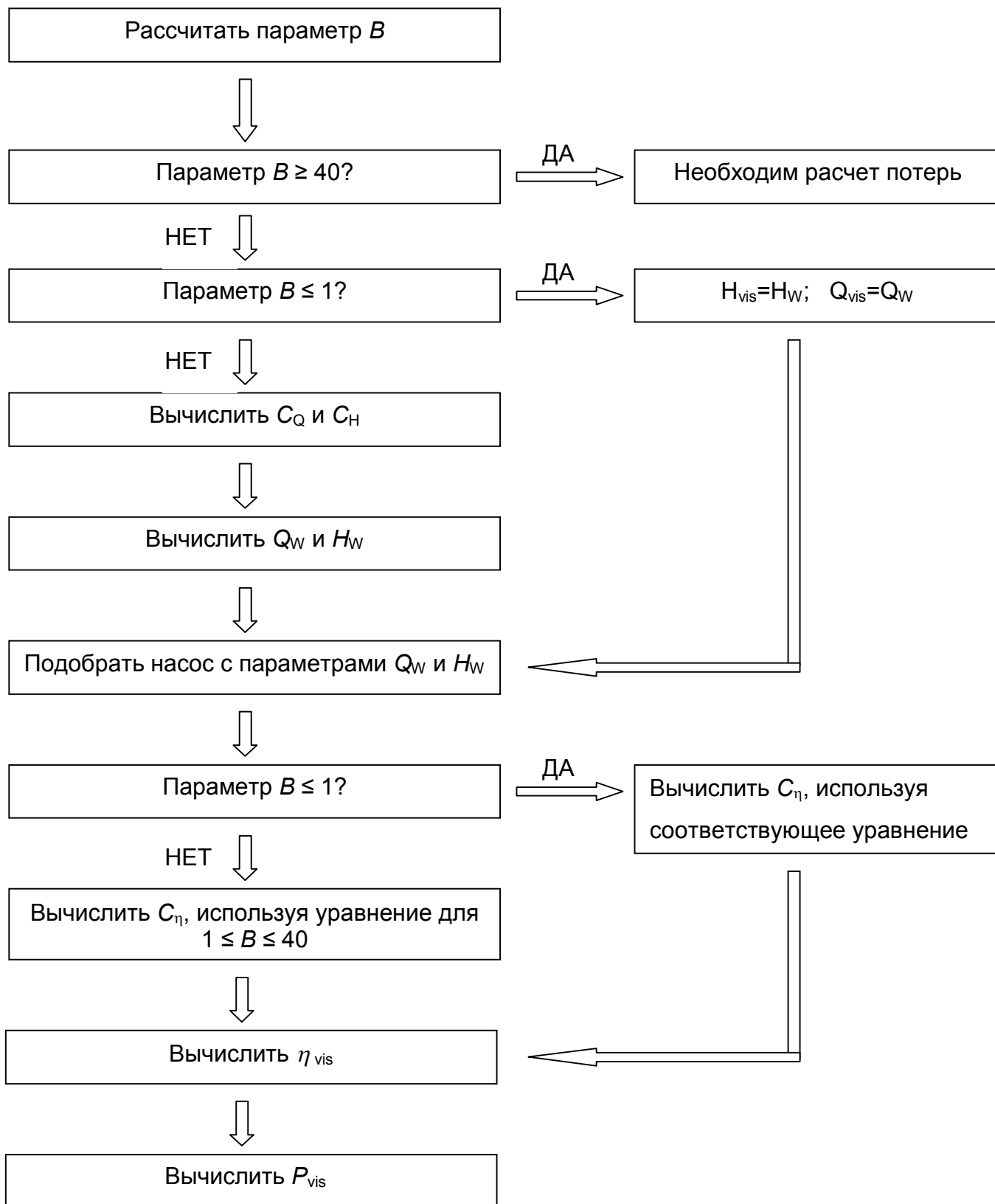


Рисунок 3 – Алгоритм подбора насоса под заданные параметры

4.4 Методики расчета

4.4.1 Методика пересчета параметров насоса с воды на вязкую жидкость

П р и м е ч а н и я

1. Описание и размерность физических величин, входящих в уравнения приведена в разделе 3 настоящего стандарта;
2. Пример расчета по данной методике приведен в Приложении А.

4.4.1.1 Рассчитать параметр B по формуле:

$$B = 16,5 \frac{V_{vis}^{0,5} H_{BEP-W}^{0,0625}}{Q_{BEP-W}^{0,375} N^{0,25}} \quad (1)$$

Если $1,0 < B < 40$, перейти к п.4.4.1.2.

Если $B \geq 40$, то полученные поправочные коэффициенты будут иметь высокую степень неточности. В этом случае необходимо провести детальный анализ потерь, подходы к которому изложены в Приложении В.

Если $B \leq 1,0$, задать значения $C_H=1$ и $C_Q=1$, затем перейти к п.4.4.1.4.

П р и м е ч а н и е : При $B \leq 1$ напорная характеристика насоса при работе на вязкой жидкости соответствует напорной характеристике насоса при работе на воде.

4.4.1.2 Рассчитать поправочный коэффициент подачи C_Q , соответствующий значению подачи в точке ВЕР при работе на воде Q_{BEP-W} :

$$C_Q = (2,71)^{-0,165(\log B)^{3,15}} \quad (2)$$

Вычислить значение подачи при работе на вязкой жидкости Q_{vis} :

$$Q_{vis} = C_Q Q_W \quad (3)$$

Вычислить значение напора насоса в точке ВЕР при работе на вязкой жидкости, принимая во внимание то, что $C_{BEP-H} = C_Q$:

$$H_{BEP-vis} = C_{BEP-H} H_{BEP-W} \quad (4)$$

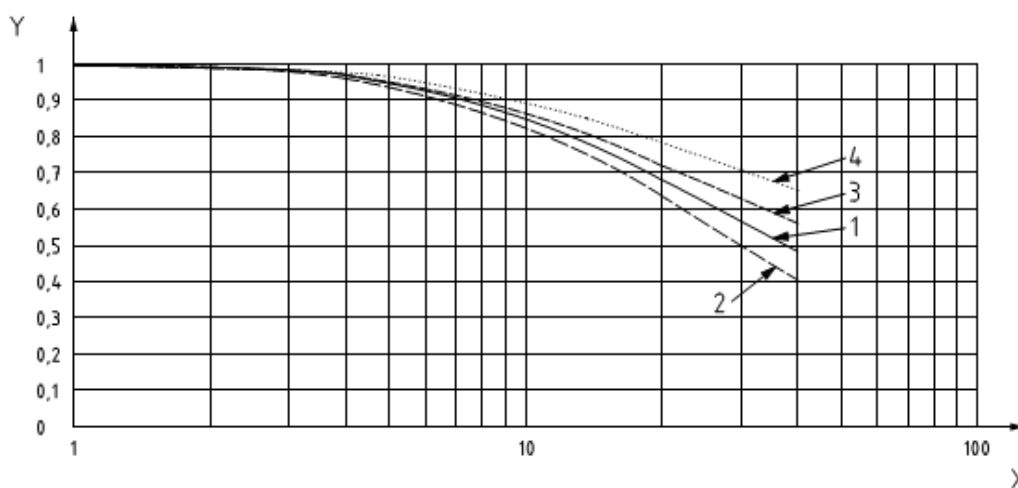
4.4.1.3 Для ряда значений Q_W (больших или меньших $Q_{\text{ВЕР-}W}$) рассчитать значения поправочного коэффициента напора C_H :

$$C_H = 1 - \left[(1 - C_{\text{ВЕР-}H}) \left(\frac{Q_W}{Q_{\text{ВЕР-}W}} \right)^{0,75} \right] \quad (5)$$

На основе полученных значений C_H и значений H_W , взятых с исходной характеристики при соответствующих значениях Q_W , вычислить напор при работе на вязкой жидкости:

$$H_{\text{vis}} = C_H H_W \quad (6)$$

Примечание: Значения C_Q , $C_{\text{ВЕР-}H}$ и C_H могут быть взяты с графика, приведенного на рисунке 4.



Условные обозначения

- X параметр B
- Y поправочные коэффициенты C_H и C_Q
- 1 C_H и $C_Q = f(B)$ при $Q_W = Q_{\text{ВЕР-}W}$
- 2 $C_H = f(B)$ при $Q_W = 1,2 Q_{\text{ВЕР-}W}$
- 3 $C_H = f(B)$ при $Q_W = 0,8 Q_{\text{ВЕР-}W}$
- 4 $C_H = f(B)$ при $Q_W = 0,6 Q_{\text{ВЕР-}W}$

Рисунок 4 – Диаграмма поправочных коэффициентов C_Q и $C_H = f(B)$

4.4.1.4 Рассчитать поправочный коэффициент КПД (C_η) и соответствующие значения КПД насоса для вязких жидкостей (η_{vis}):

$$C_\eta = B^{-0,0547 B^{0,69}} \text{ при } 1 < B < 40 \quad (7)$$

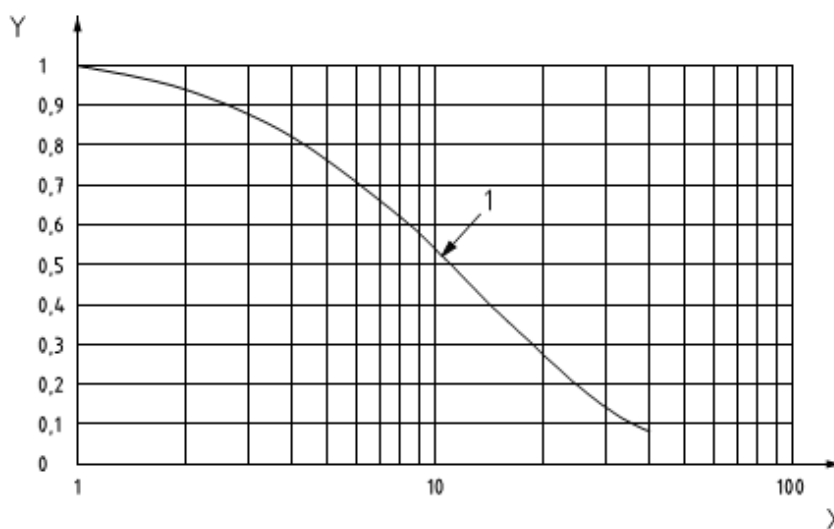
ГОСТ (проект RU, первая редакция)

Примечание: Значения C_η могут быть взяты с графика, приведенного на рисунке 5.

$$C_\eta = \frac{1 - \left[(1 - \eta_{BEP-W}) \left(\frac{V_{vis}}{V_W} \right)^{0,07} \right]}{\eta_{BEP-W}} \text{ при } B \leq 1 \quad (8)$$

Рассчитать соответствующие значения КПД насоса при работе на вязкой жидкости:

$$\eta_{vis} = C_\eta \eta_W \quad (9)$$



- X параметр B
- Y поправочный коэффициент C_η

Рисунок 5 – Диаграмма поправочного коэффициента $C_\eta = f(B)$

4.4.1.5 Рассчитать значения потребляемой мощности на валу насоса при перекачивании вязких жидкостей:

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} H_{vis-tot} s}{367 \eta_{vis}} \quad (10)$$

4.4.2 Методика подбора насоса под заданные параметры

П р и м е ч а н и я

1. Описание и размерность физических величин, входящих в уравнения приведена в разделе 3 настоящего стандарта;
2. Данная методика дает менее точные результаты расчета характеристик насоса по сравнению с методикой, изложенной в п. 4.4.1, однако неточность расчета может быть компенсирована за счет увеличения числа итераций;
3. Пример расчета по данной методике приведен в Приложении Б.

4.4.2.1 Рассчитать параметр B :

$$B = 2,80 \frac{V_{vis}^{0,5}}{Q_{vis}^{0,25} H_{vis}^{0,125}} \quad (11)$$

Если $1 < B < 40$, перейти к п. 4.4.2.2.

Если $B \geq 40$, то полученные поправочные коэффициенты будут иметь высокую степень неточности. В этом случае необходимо провести детальный анализ потерь, подходы к которому изложены в Приложении В.

Если $B \leq 1$, необходимо задать значения $C_H=1$ и $C_Q=1$, после этого перейти к п. 4.4.2.4.

П р и м е ч а н и е : Численные константы в п. 4.4.2 для расчета параметра B отличаются от констант в п. 4.4.1 в следствие исключения частоты вращения вала насоса (N), которая меняется в разных уравнениях.

4.4.2.2 Рассчитать поправочные коэффициенты для подачи C_Q и напора C_H :

$$C_Q \approx C_H \approx 2,71^{-0,165(\log B)^{3,15}} \quad (12)$$

П р и м е ч а н и е : Значения C_Q , C_H могут быть взяты с графика, приведенного на рисунке 5.

4.4.2.3 Рассчитать приблизительные значения подачи и напора насоса при его работе на воде:

$$\begin{aligned} Q_W &= \frac{Q_{vis}}{C_Q} \\ H_W &= \frac{H_{vis}}{C_H} \end{aligned} \quad (13)$$

4.4.2.4 Подобрать насос, обеспечивающий работу на воде с параметрами Q_W и H_W .

4.4.2.5 Рассчитать поправочный коэффициент для КПД C_η и соответствующее значение КПД насоса при работе на вязкой жидкости η_{vis} :

$$C_\eta = B^{-0,0547 B^{0,69}} \quad \text{при } 1 < B < 40 \quad (14)$$

П р и м е ч а н и е : Значения C_η могут быть взяты с графика, приведенного на рисунке 6.

$$C_\eta = \frac{1 - \left[(1 - \eta_{BEP-W}) \left(\frac{V_{vis}}{V_W} \right)^{0,07} \right]}{\eta_{BEP-W}} \quad \text{при } B \leq 1 \quad (15)$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \eta_W \quad (16)$$

4.4.2.6 Рассчитать приблизительную величину потребляемой мощности вала насоса для перекачивания вязкой жидкости.

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} H_{vis-tot} s}{367 \eta_{vis}} \quad (17)$$

Пример пересчета параметров насоса с воды на вязкую жидкость

Исходные данные. Одноступенчатый насос при работе на воде имеет максимальное значение КПД $\eta_{\text{BEP-W}} = 0,68$ при подаче $Q_{\text{BEP-W}} = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$ и полном напоре $H_{\text{BEP-W}} = 77 \text{ м}$ при частоте вращения $N = 2950 \text{ об/мин}$. Необходимо определить значения параметров насоса при работе на вязкой жидкости ($V_{\text{vis}} = 120 \text{ сСт}$ и удельным весом $s = 0,9$). Значения параметров насоса на подачах, отличных от $Q_{\text{BEP-W}}$ приведены в таблице А1. Исходная характеристика насоса представлена на рисунке А1

Шаг 1 Рассчитать параметр B . Если насос многоступенчатый, то параметр B следует вычислять из расчета напора «на ступень»:

$$B = 16,5 \frac{V_{\text{vis}}^{0,5} H_{\text{BEP-W}}^{0,0625}}{Q_{\text{BEP-W}}^{0,375} N^{0,25}} = \frac{120^{0,5} \cdot 77^{0,0625}}{110^{0,375} \cdot 2950^{0,25}} = 5,52$$

Шаг 2 Рассчитать поправочный коэффициент подачи C_Q и вычислить значения подачи насоса при работе на вязкой жидкости Q_{vis} с поправкой на значения относительной подачи насоса при работе на воде $Q_W/Q_{\text{BEP-W}}$:

$$C_Q = (2,71)^{-0,165(\log B)^{3,15}} = (2,71)^{-0,165(\log 5,52)^{3,15}} = 0,938$$

$$Q_{\text{vis}} = C_Q Q_W = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{\text{BEP-W}}} = 1 \right\} = 0,938 \cdot 110 \cdot 1 = 103,2 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$Q_{\text{vis}} = C_Q Q_W = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{\text{BEP-W}}} = 0,6 \right\} = 0,938 \cdot 110 \cdot 0,6 = 61,9 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Рассчитать поправочный коэффициент напора и вычислить значение напора насоса при работе на вязкой жидкости в точке максимального КПД (точка ВЕР):

$$C_{\text{BEP-H}} = C_Q = 0,938$$

$$H_{\text{BEP-vis}} = C_{\text{BEP-H}} H_{\text{BEP-W}} = 0,938 \cdot 77 = 72,2 \text{ м}$$

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

Шаг 3 Рассчитать поправочный коэффициент напора C_H и значения напора на вязкой жидкости H_{vis} для подач Q_W отличающихся от Q_{BEP-W} .

При $Q_W = 0,6Q_{BEP-W}$ соответствующий поправочный коэффициент C_H и соответствующий ему напор на вязкой жидкости H_{vis} составят:

$$C_H = 1 - \left[(1 - C_{BEP-H}) \left(\frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} \right)^{0,75} \right] = 1 - (1 - 0,938) \cdot 0,6^{0,75} = 0,958$$

$$H_{vis} = C_H H_W = 0,958 \cdot 87,3 = 83,6 \text{ м}$$

Шаг 4 Рассчитать поправочный коэффициент КПД C_η и соответствующие значения КПД насоса при работе на вязкой жидкости C_{vis} с поправкой на значения относительной подачи насоса при работе на воде Q_W/Q_{BEP-W} . Поскольку значение параметра B находится в пределах от 1 до 40, то для расчета C_H используется формула (7) раздела 4 настоящего стандарта:

$$C_\eta = B^{-0,0547 B^{0,69}} = 5,52^{-0,0547 \cdot 5,52^{0,69}} = 0,738$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \eta_W = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} = 1 \right\} = 0,738 \cdot 0,68 = 0,502$$

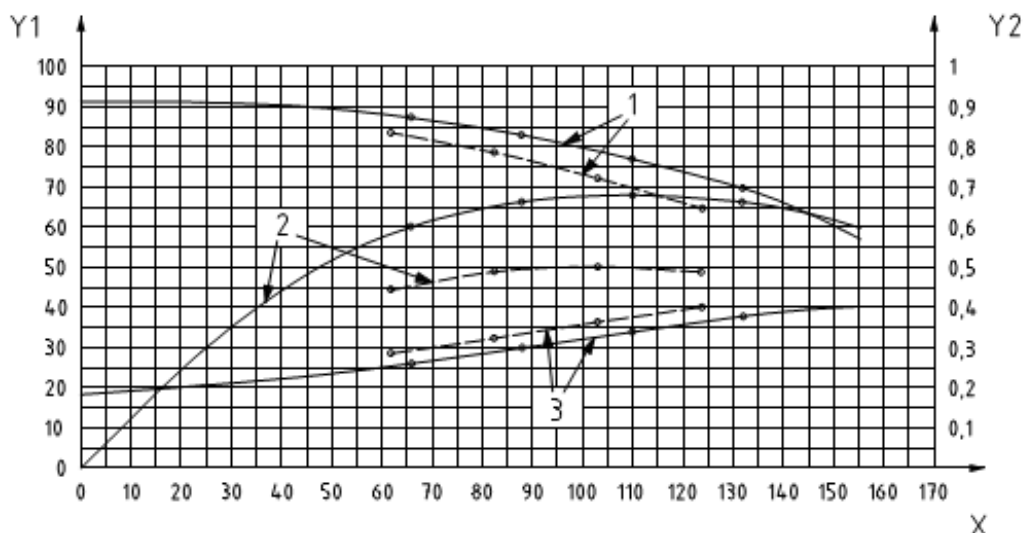
$$\eta_{vis} = C_\eta \eta_W = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} = 0,6 \right\} = 0,738 \cdot 0,602 = 0,444$$

Шаг 5 Рассчитать значения потребляемой мощности на валу насоса при работе на вязкой жидкости P_{vis} с поправкой на значения относительной подачи насоса при работе на воде Q_W/Q_{BEP-W} :

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} H_{vis-tot} s}{367 \eta_{vis}} = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} = 1 \right\} = \frac{103,2 \cdot 72,2 \cdot 0,9}{367 \cdot 0,502} = 36,4 \text{ кВт}$$

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} H_{vis-tot} s}{367 \eta_{vis}} = \left\{ \text{при } \frac{Q_W}{Q_{BEP-W}} = 0,6 \right\} = \frac{61,9 \cdot 83,6 \cdot 0,9}{367 \cdot 0,444} = 28,6 \text{ кВт}$$

Результаты расчета наряду с исходными данными представлены на рисунке А1 и сведены в таблицу А1



Условные обозначения

- X подача, м³/ч, частота вращения – 2 950 об/мин
Y1 полный напор в метрах или мощность в киловаттах
Y2 КПД
— вода
---- вязкая жидкость, $V_{vis} = 120$ сСт и $s = 0,90$
1 напор vs подача
2 КПД vs подача
3 входная мощность вала vs подача

Рисунок А1 Пересчет характеристики одноступенчатого насоса

Т а б л и ц а А1 – Пример расчета параметров с воды на вязкую жидкость

Вязкость перекачиваемой жидкости (V_{vis}) - сСт	120			
Удельный вес вязкой жидкости (s)	0,90			
Частота вращения вала насоса (N)-об/мин	2 950			
Коэффициент подачи насоса на воде (Q_w/Q_{BEP-w})	0,60	0,80	1,00	1,20
Подача насоса на воде (Q_w или Q_{BEP-w}) – м ³ /ч	66,0	88,0	110,0	132,0
Напор ступени насоса на воде (H_w или H_{BEP-w}) – м	87,3	83,0	77,0	69,7

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

КПД насоса на воде (η_M)	0,60	0,66	0,68	0,66
Параметр B	5,52			
Поправочный коэффициент подачи (C_Q)	0,938			
Поправочные коэффициенты напора (C_H или C_{BEP-H})	0,958	0,947	0,938	0,929
Поправочный коэффициент КПД (C_η)	0,738			
Скорректированная подача (Q_{vis} или $Q_{BEP-vis}$) – м ³ /ч	61,9	82,5	103,2	123,8
Скорректированный напор ступени (H_{vis} или $H_{BEP-vis}$) - м	83,6	78,6	72,2	64,8
Скорректированный КПД (η_{vis})	0,44	0,49	0,50	0,48
Потребляемая мощность вала на вязкой жидкости (P_{vis}) - кВт	28,6	32,5	36,4	40,2

Пример подбора насоса на заданные параметры

Исходные данные. Требуется подобрать насос для работы на вязкой жидкости ($V_{vis} = 120$ сСт и удельным весом $s = 0,9$) на следующие параметры: подача $Q_{vis} = 100$ м³/ч, напор $H_{vis} = 70$ м.

Шаг 1 Рассчитать параметр B :

$$B = 2,80 \frac{V_{vis}^{0,5}}{Q_{vis}^{0,25} H_{vis}^{0,125}} = \frac{120^{0,5}}{100^{0,25} \cdot 70^{0,125}} = 5,7$$

Шаг 2 Рассчитать поправочные коэффициенты для значений подачи C_Q и полного напора C_H :

$$C_Q \approx C_H \approx 2,71^{-0,165(\log B)^{3,15}} = 2,71^{-0,165(\log 5,7)^{3,15}} = 0,934$$

Шаг 3 Рассчитать приблизительные значения подачи и напора насоса при работе на воде:

$$Q_W = \frac{Q_{vis}}{C_Q} = \frac{100}{0,934} = 107,1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$H_W = \frac{H_{vis}}{C_H} = \frac{70}{0,934} = 74,9 \text{ м}$$

Шаг 4 Выбрать насос, который при работе на воде обеспечивает напор 74,9 м при подаче 107,1 м³/ч. Точка максимального КПД выбранного насоса должна находиться как можно ближе к рассчитанным параметрам.

Допустим, что выбранный насос имеет КПД ($\eta_{\text{БЕР-}w}$), равный 0,68.

Шаг 5 Рассчитать поправочный коэффициент КПД C_η и приблизительное значение КПД насоса для перекачивания вязкой жидкости η_{vis} .

$$C_\eta = B^{-0,0547 B^{0,69}} = 5,7^{-0,0547 \cdot 5,7^{0,69}} = 0,729$$

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

$$\eta_{vis} = C_{\eta} \eta_W = 0,729 \cdot 0,68 = 0,496$$

Шаг 6 Рассчитать приблизительную мощность на валу выбранного насоса при перекачивании вязкой жидкости:

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} H_{vis-tot} \rho}{367 \eta_{vis}} = \frac{100 \cdot 70 \cdot 0,9}{367 \cdot 0,496} = 34,6 \text{ кВт}$$

Теоретические подходы к анализу потерь энергии при работе насосов на вязких жидкостях

В.1 Общие положения

В данном приложении приводятся объяснения основ теоретических методов анализа потерь энергии в насосах, работающих на вязких жидкостях. Также представлен аналитический метод прогнозирования кавитационного запаса насоса при перекачивании вязкой жидкости. Данный метод не подтвержден экспериментально.

В.2 Баланс мощности и потери

Баланс мощности насоса без рециркуляции представлен в уравнении (В1), которое может быть применено как к насосу для перекачивания воды, так и к насосу для перекачивания вязкой жидкости:

$$P = f\left(\frac{\rho g H Q}{\eta_{vol} \eta_h}\right) + P_{RR} + P_m \quad (B1)$$

В этом уравнении P - входная мощность насоса; η_{vol} - объемный КПД; η_h - гидравлический КПД; P_{RR} – сумма всех потерь на трение дисков на внешних сторонах рабочего колеса и осевой нагрузке балансирующего барабана или диска, если они есть; P_m - сумма всех механических потерь от радиальных и упорных подшипников, а также от уплотнений вала.

При повышении вязкости перекачиваемой жидкости число Рейнолдса уменьшается, что приводит к увеличению коэффициента трения в проточной части насоса, аналогично течению жидкости в трубопроводе. Повышение вязкости приводит к следующим потерям в насосе.

Механические потери, P в основном, не зависят от вязкости перекачиваемой жидкости.

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

Гидравлические потери (аналогичны потерям на трение по длине трубопровода) возникают на входе, в рабочее колесо, в спиральном отводе или в направляющем аппарате, а также на выходе из насоса. В основе теории центробежных насосов полезный напор H представляет собой разность теоретического напора рабочего колеса H_{th} и гидравлических потерь H_L . В соответствии с [9], [10] и [18] картина течения потока и коэффициент скольжения рабочего колеса, как правило, не зависят от вязкости перекачиваемой жидкости и, следовательно, не оказывают влияния на теоретический напор. Таким образом, обусловленное вязким течением снижение напора является, прежде всего, функцией гидравлических потерь потока вязкой перекачиваемой жидкости.

Эти гидравлические потери включают в себя потери на трение, т.е. функцию числа Рейнольдса (размер насоса, частота вращения ротора и влияние вязкости), от шероховатости поверхности гидравлических трактов и смешанные потери, вызванные изменением скорости движения потока из-за неоднородного распределения скоростей. Такие неоднородности или смешанные потери вызваны воздействием лопастной системы, локальным замедлением жидкости, угла атаки между потоком жидкости и лопастями и даже локальными разделениями потока.

Объемные потери обусловлены утечками рабочей жидкости через уплотнительные зазоры между вращающимися и неподвижными частями насоса. Такие утечки уменьшаются с увеличением вязкости в связи с повышением коэффициентов трения в зазорах при уменьшении числа Рейнольдса. Величина расхода жидкости через насос, таким образом, возрастает, оказывая положительное влияние на напорную характеристику. Это влияние, вызванное снижением утечек, до некоторой степени, компенсирует, упомянутые выше гидравлические потери.

Этот эффект наиболее заметен при работе небольших насосов низкой быстроходности с относительно большими зазорами при перекачивании жидкостей с вязкостью ниже 100 сСт. Следствием данного эффекта является то, что умеренное увеличение вязкости не оказывает существенного влияния на напор. Более того, известны случаи незначительного повышения напора в связи с повышением вязкости перекачиваемой жидкости [23].

Представленная в [25] информация успешно применялась для вычисления утечек перекачиваемой жидкости через щелевые уплотнения.

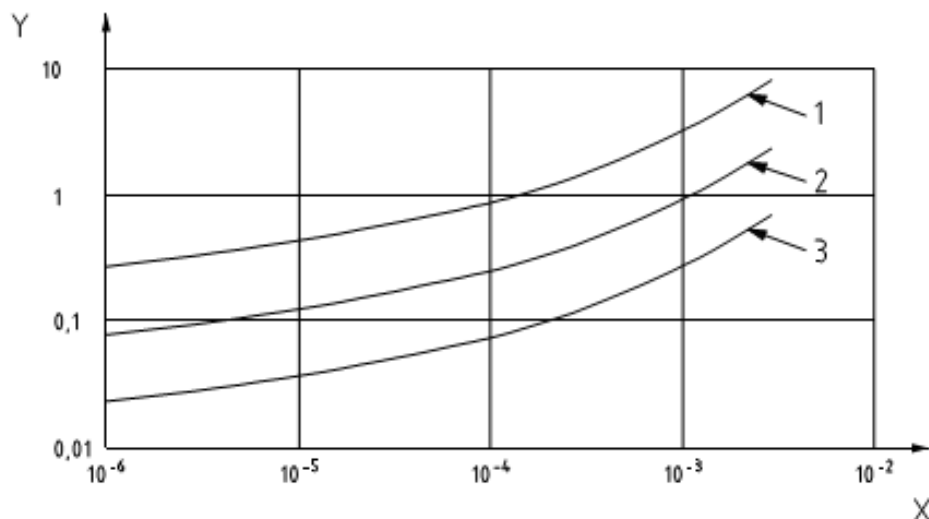
Потери на дисковое трение возникают на всех вращающихся поверхностях в насосе, находящихся в контакте с перекачиваемой жидкостью. Связанные с ними потери мощности P_{PR} значительным образом влияют на КПД насоса при перекачивании вязких жидкостей. Потери на трение образуются, главным образом, на дисках закрытого рабочего колеса и в устройствах для осевой разгрузки. Такие потери также увеличиваются с уменьшением числа Рейнольдса или повышением вязкости; эти потери могут быть рассчитаны на базе методик, изложенных в литературе. Сведения о таких данных приводятся в [8]. С данными о вычислении дисковых потерь и потерь в разгрузочном барабане, которые находятся в хорошей корреляции с экспериментальными результатами, можно ознакомиться в [25], [26] и [27].

Пограничные слои около дисков рабочего колеса также добавляют к перекачиваемой жидкости некоторую полезную энергию. Этот эффект также частично компенсирует часть гидравлических потерь и также оказывает влияние на повышение напора, наблюдающееся при перекачивании жидкости с умеренной вязкостью.

Потери на дисковое трение оказывают значительное влияние на потребляемую насосом мощность. Влияние диаметра рабочего колеса d_2 , частоты вращения N , коэффициента быстроходности n_s и коэффициента напора ψ представлено в уравнении (B2):

$$P_{RR} = f\left(\frac{d_2^5 N^3}{n_s^2 \psi^{2.5}}\right) \quad (B2)$$

Влияние вязкости на КПД представлено на рисунке B1, на котором отношение потерь на дисковое трение P_{PR} к полезной мощности P_U представлено как функция кинематической вязкости в зависимости от коэффициента быстроходности n_s . В данном конкретном случае потери на дисковое трение увеличиваются приблизительно в 30 раз при увеличении вязкости от 10^{-6} до 3×10^{-3} м²/с (от 1 до 3000 сСт). При вязкости от 3 000 сСт мощность дискового трения приблизительно в 10 раз больше, чем полезная мощность при коэффициенте быстроходности $n_s = 10$ и оценивается в 50% от P_U для $n_s = 45$.

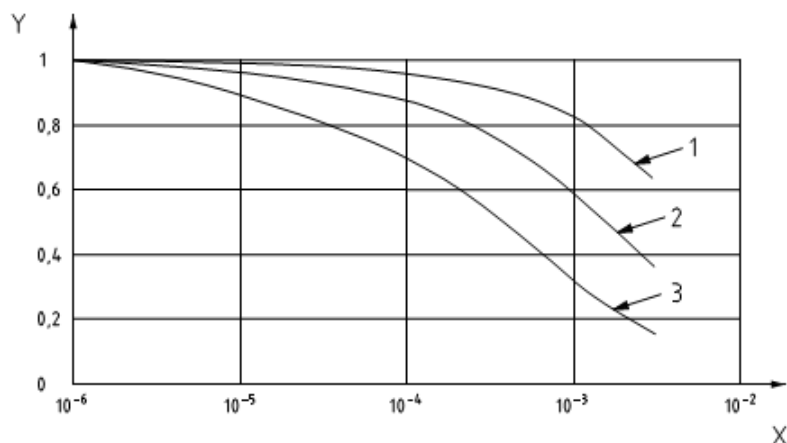


Условные обозначения

X	кинематическая вязкость [м ² /с]
Y	P_{RR}/P_U
1	$n_s = 10$
2	$n_s = 20$
3	$n_s = 45$

Рисунок В1 Соотношение потерь на дисковое трение и полезной мощности

При рассмотрении влияния дисковых потерь на КПД, может быть выведен представленный на рисунке В2 коэффициент $C_{\eta-RR}$. Этот коэффициент демонстрирует сильную зависимость КПД от коэффициента быстроходности насоса при перекачивании вязких жидкостей, что обусловлено исключительно влиянием дискового трения. Аналогичное влияние оказывается и на потребляемую насосом мощность.



Условные обозначения

X	кинематическая вязкость [м ² /с]
Y	$C_{\eta-RR}$
1	$n_s = 45$ ($N_s = 2300$)
2	$n_s = 20$ ($N_s = 1000$)
3	$n_s = 10$ ($N_s = 500$)

Рисунок В2 Влияние дисковых потерь на КПД

Термическое воздействие: Все потери мощности, за исключением внешних механических потерь, исчезают при нагреве жидкости. Нагрев повышает локальную температуру жидкости и понижает значение вязкости по сравнению с величиной, соответствующей температуре на входе в насос. Местное нагревание жидкости из-за высоких касательных напряжений, как правило, сказывается на значении дисковых потерь и объемном КПД. При показателе вязкости выше 1 000 сСт местное нагревание жидкости может оказывать заметное влияние, тем не менее, эффект этого воздействия в количественном выражении определить достаточно тяжело.

Мощностная характеристика $P = f(Q)$: В связи с тем, что вязкость жидкости, как правило, не оказывает воздействия на теоретический напор и механические потери, увеличение потребляемой мощности при перекачивании вязких жидкостей, главным образом, происходит за счет потерь на дисковое трение. Поэтому характеристика потребляемой мощности насоса при работе на вязких жидкостях $P_{vis} = f(Q)$ смещается относительно характеристики того же насоса, работающего на воде $P_w = f(Q)$ фактически на величину константы, эквивалентной увеличению

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

потерь на дисковое трение, за исключением работы на малых подачах; см. рисунок Введ.1.

На **требуемый кавитационный запас насоса (NPSHR)** влияет распределение давления вблизи входной кромки лопаток рабочего колеса. Распределение давления зависит от числа Рейнольдса и гидравлических потерь на участке между поперечными сечениями на уровне всасывающего фланца насоса и на входе в рабочее колесо. Эти потери возрастают с повышением вязкости и влияют на кавитационный запас насоса.

Другими факторами, которые влияют на кавитационный запас насоса, являются термодинамические характеристики перекачиваемых жидкостей и содержание в них газов. Влияние этих факторов описано в п. В.3. Метод оценки кавитационного запаса насоса при работе на вязких жидкостях основан на аналитических рассуждениях, которые также приведены в п. В.3.

При оценке кавитационного запаса также следует учесть изменение перепада давлений во всасывающем трубопроводе.

В.3 Метод оценки требуемого кавитационного запаса насоса (NPSHR)

NPSHR, как характеристика всасывающей способности центробежных насосов, представляет собой разность между полным абсолютным напором на входе в насос и напором, соответствующим давлению насыщенного пара, необходимую для предотвращения падения значения полного напора более, чем на 3%, вызванного начальной кавитацией. Кавитационный запас зависит от условий эксплуатации насоса, конструкции и геометрии его подвода, а также от физических свойств перекачиваемой жидкости.

Перекачивание вязкой жидкости оказывает двойное влияние на NPSHR. С увеличением вязкости трение повышается, что приводит к увеличению значения NPSHR. В то же время, более высокая вязкость приводит к снижению диффузии частиц воздуха и пара в жидкости. Это замедляет скорость роста пузырьков, и создает термодинамический эффект, который приводит к определенному снижению значения NPSHR.

Влияние вязкости на кавитационный запас насоса описывается, главным образом, изменением числа Рейнольдса. Тем не менее, это влияние не может быть выражено только одной зависимостью для всех конструкций и типоразмеров насосов. Как правило, чем больше размер насоса и чем плавнее выполнены очертания его подвода и входных участков рабочих колес, тем менее они восприимчивы к изменениям, возникающих при перекачивании вязкой жидкости.

Растворенный в жидкости газ, а также газ, введенный в перекачиваемую жидкость, иным образом влияет на NPSHR, нежели большие пузырьки газа. Если скорость потока жидкости на входе в насос достаточно высока, то небольшое количество газа не выделяется и фактически не оказывает, или оказывает очень незначительное влияние на NPSHR. Присутствие больших концентраций газа в перекачиваемой жидкости оказывает более существенное влияние на кавитационную характеристику насоса. Кавитационная характеристика $H_{tot} = f(NPSHR)$ в этом случае изменяет свою форму с демонстративно четкого "излома" до плавного пологопадающего изменения напора. Таким образом, точка, в которой происходит 3%-ая потеря напора на кавитационной характеристике, сдвигается вправо или, другими словами, происходит увеличение значения NPSHR.

Отмечается, что при перекачивании вязких жидкостей при более низких значениях частоты вращения вала, кавитационный запас насоса имеет более высокие значения по сравнению с теми, которые получаются при вычислении по формулам подобия.

Процесс парообразования и газовыделения в значительной степени зависит от продолжительности воздействия низкого давления на определенный объем жидкости. Как правило, кавитационные испытания проходят при постоянной величине расхода жидкости и частоте вращения при переменных значениях давления на входе, что не может быть реализовано при перекачивании вязких жидкостей в случае, когда изменение величины входного давления происходит во всем контуре. Это объясняется тем, что, в отличие от воды, из вязкой жидкости, находящейся в резервуаре, невозможно быстро удалить воздух. Вследствие этого воздух будет постепенно выделяться из жидкости во всасывающей трубке насоса и вызовет заклинивание на входе в рабочее колесо.

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

Предлагаемый обобщенный метод оценки значения NPSHR использует аналитический подход и должным образом не подкреплён экспериментальными данными. Метод не должен применяться к углеводородам без принятия во внимание теплового воздействия на свойства жидкостей.

Значение поправочного коэффициента кавитационного запаса при пересчете его значений с воды на вязкую жидкость определяется следующей формулой:

$$C_{NPSH} = 1 + 274000A \left(\frac{1}{C_H} - 1 \right) \left(\frac{NPSHR_{BEP-W}}{Q_{BEP-W}^{0,667} N^{1,33}} \right) \quad (B3)$$

Где $A = 0,1$ для насосов с осевым входом;

$A = 0,5$ для насосов с боковым подводом (поворот потока от всасывающего патрубка до входа в рабочее колесо составляет приблизительно на 90°)

Значения кавитационного запаса насоса определяется с помощью поправочного коэффициента C_{NPSH} по формуле:

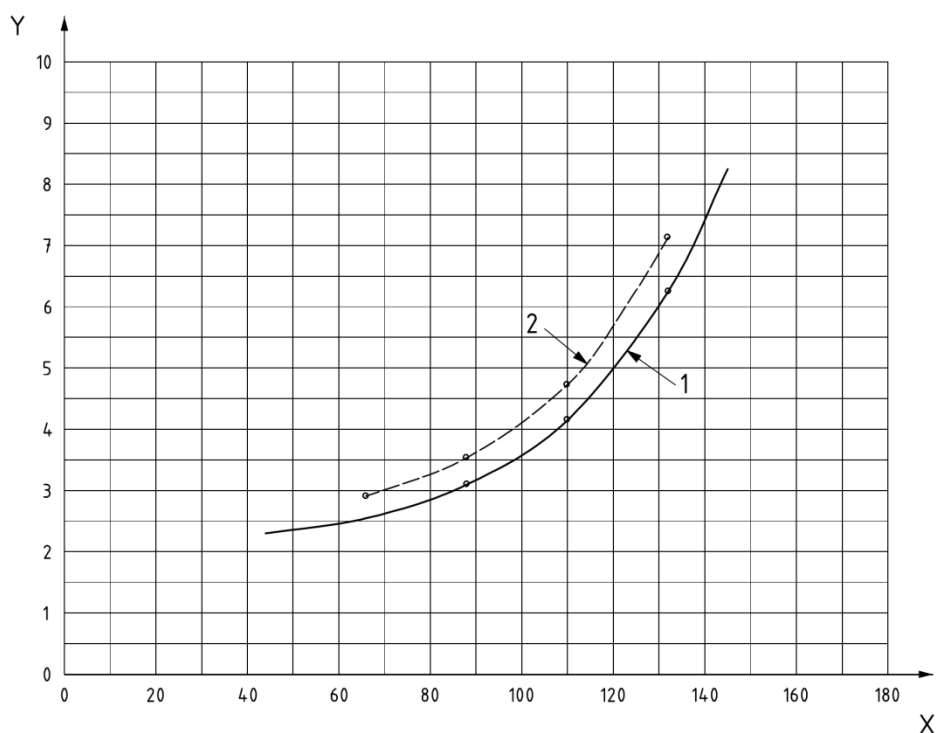
$$NPSHR_{vis} = C_{NPSH} NPSHR_W \quad (B4)$$

Подача насоса в данном методе пересчета значений кавитационного запаса насоса не корректируется. Значения $NPSHR_{vis}$ соответствуют исходным значениям Q_W .

ПРИМЕР См. рисунок В3 и таблицу В1. Насос имеет конструкцию подвода, соответствующей значению параметра $A=0,5$. Подача $Q_{BEP-W} = 110 \text{ м}^3/\text{ч}$, значение $NPSHR_{BEP-W} = 4,15 \text{ м}$, при скорости вращения $N = 2950 \text{ об/мин}$. Параметр $B = 12,0$ поправочный коэффициент напора $C_H = 0,81$.

Поправочный коэффициент кавитационного запаса:

$$C_{NPSH} = 1 + 274000A \left(\frac{1}{C_H} - 1 \right) \left(\frac{NPSHR_{BEP-W}}{Q_{BEP-W}^{0,667} N^{1,33}} \right) = 1 + 274000 \cdot 0,5 \left(\frac{1}{0,81} - 1 \right) \left(\frac{4,15}{110^{0,667} \cdot 2950^{1,33}} \right) = 1,14$$



Условные обозначения

- X подача Q, м³/ч при N = 2950 об/мин
 Y кавитационный запас насоса NPSHR, м
 1 вода
 2 вязкая жидкость (s= 0,90 и B = 12,0)

Рисунок В3 - Результат пересчета NPSHR

Т а б л и ц а В 1 – Пример расчета

Параметр В	12,0			
Удельный вес вязкой жидкости (s)	0,90			
Частота вращения вала насоса (N)-об/мин	2,950			
Коэффициент максимального КПД подачи насоса для воды $Q_w/Q_{\text{ВЕР-}w}$	0,60	0,80	1,00	1,20
Коэффициент расхода жидкости (Q_w) – м ³ /ч	66	88	110	132
Требуемый кавитационный запас насоса (NPSHR _w) -м	2,55	3,10	4,15	6,25
Поправочный коэффициент для напора в лучшей точке КПД потока (C_H)	0,81			
Поправочный коэффициент кавитационного запаса насоса	1,14			
Скорректированный кавитационный запас насоса (NPSHR _{vis})- м	2,91	3,53	4,73	7,13

Влияние конструктивных особенностей на работу насоса на вязких жидкостях

Г.1 Элементы конструкции насоса

Насосы с коэффициентом быстроходности $20 \leq n_s \leq 40$ на основании доступных экспериментальных данных могут обеспечить высокие значения КПД при перекачивании вязких жидкостей.

Насосы специальных конструкций, имеющих внешнюю трубопроводную обвязку, оборудованных устройством самовсасывания, отводной колонной или другими устройствами подвода или отвода жидкости от насоса, требуют дополнительного изучения потерь при работе на вязких жидкостях.

Конструкция насосов, двигателей и соединительных муфт должны учитывать изменения значений вращающего момента, возникающих при запуске насосов при температурах перекачиваемой жидкости, значения которых ниже тех, которые определяются нормальными условиями работы.

Внутренние узлы насоса, такие как вал и связанные с ним приводные механизмы, должны быть подвергнуты проверке с целью подтверждения их работоспособности в условиях работы при повышенном значении вращающего момента.

Г.2 Приводы и муфты

Подбор привода должен осуществляться с учетом потенциальных изменений значения крутящего момента во время работы насоса и, особенно, пуска. Рекомендуется запросить у поставщика насоса моментную характеристику $M=f(N)$ в том случае, когда потребителю необходимо самостоятельно подобрать привод к насосу.

Подбор соединительных муфт должен быть выполнен из условий обеспечения стабильной работы при максимальном значении крутящего момента с учетом пусковых эффектов.

Г.3 Торцовые уплотнения

Торцовые уплотнения должны обеспечивать герметизацию насоса при его работе во всех режимах, включая переходные процессы и сбои. Узлы торцовых уплотнений, при их работе на вязких жидкостях, могут работать иначе, чем при работе на воде и испытывать более высокие нагрузки.

Современные торцовые уплотнения включают в себя вспомогательные системы промывки с собственной трубопроводной обвязкой. Во многих случаях вспомогательные системы включают в себя вторичные узлы, например фильтры, которые могут некорректно функционировать при работе на вязких жидкостях. Обычно, обвязка находится с наружной стороны корпуса насоса и может потребовать локального подогрева или других действий, направленных на поддержание корректной работы промывочной системы уплотнения.

Г.4 Герметичные насосы

Существует два основных вида герметичных насосов: с «мокрым» ротором и с магнитной муфтой. В насосах первого типа ротор двигателя и подшипники скольжения погружены в перекачиваемую жидкость. В насосах второго типа – вал под магнитной муфтой и его подшипники. Дополнительное сопротивление вязкой жидкости, обусловленное погружением этих компонентов в жидкость, приводит к более высоким потерям, что в свою очередь ведет к увеличению потребления энергии, а также увеличению значения пускового момента.

Нагрев вязкой жидкости в камере ротора может снизить потери в герметичных насосах. Данный нагрев может быть обеспечен за счет снижения расхода охлаждающей жидкости, подводимой к двигателю или магнитной муфте. Также следует учитывать нагрев, вызванный повышенными потерями на трение. В герметичных насосах с подшипниками скольжения перекачиваемая вязкая жидкость должна обладать смазывающими свойствами, необходимыми для их нормальной работы.

Библиография

1. American National Standard for Centrifugal Pumps, Std. No. ANSI/HI 1.1-1.6
2. CONSTANCE, John D., "Using Centrifugal Pumps for High Viscosity Liquids", *Plant Engineering*, Sept. 16, 1976, pp. 163-166
3. DAUGHERTY, Robert L., "Investigation of the Performance of Centrifugal Pumps When Pumping Oils", Bulletin 126, The Goulds Manufacturing Company, Seneca Falls, N.Y., 1925
4. DAUGHERTY, Robert L., "A Further Investigation of the Performance of Centrifugal Pumps When Pumping Oils", Bulletin 130, Goulds Pumps, Inc., Seneca Falls, N.Y., 1926
5. ERICKSON, R.B., "Effect of Viscosity on the Hydraulic Performance of a 2x1LF-10 Centrifugal Pump", Duriron Lab. and DuPont Jackson Lab. Development Report, 5 May 1995
6. Flowserve [formerly Durco] Pump Engineering Manual, Dayton, 1980, pp. 100-103
7. GULICH, J.F., "Pumping Highly Viscous Fluids with Centrifugal Pumps", *World Pumps*, 1999, No. 8 & 9
8. GULICH, J.F., "Kreiselpumpen. Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb", Springer, ISBN 3-540-56987-1, Berlin, 1999, pp 70–72, 107, 538–550
9. HAMKINS, C.P., JESKE, H.O. and HERGT, P.H., "Prediction of Viscosity Effects in Centrifugal Pumps by Consideration of Individual Losses", (from a lecture at the Third European Congress Fluid Machinery for the Oil, Petrochemical, and Related Industries; The Hague, Netherlands, 18-20 May 1987)
10. HERGT, P., STOFFEL, B. and LAUER, H., "Verlustanalyse an einer Kreiselpumpe auf der Basis von Messungen bei hoher Viskosität des Fördermediums," VDI Report No. 424, 1981, pp. 29–38
11. HOLLAND, F.A., CHAPMAN, F.S., "Pumping of Liquids", Reinhold, N.Y., 1966, pp. 249-256

12. IPPEN, Arthur T., "The Influence of Viscosity on Centrifugal Pump Performance", ASME Paper No. A-45-57, (Annual Meeting of The American Society of Mechanical Engineers, New York, N.Y., November 27, 1945)
13. MAGGIOLO CAMPOS, O.J., "Aporte al Estudio Sobre la Influencia de la Viscosidad, en la Caracteristica de Bombas Centrifugas", Boletin de la Facultad de Ingenieria de Montevideo, Ano XVI, Vol. VI, No. 4, Oct.1952, pp. 487–51
14. MOLLENKOPF, G., "Influence of the Viscosity of the Liquid to be Handled on the Operating Reaction of Centrifugal Pumps with Different Specific Speeds" (in German), Pumpentagung, Karlsruhe '78, 28 Sept. 1978, Section K 10
15. OUZIAUX, R., "Influence de la viscosite et des jeux sur le fonctionnement d'une pompe centrifuge", Student thesis, C.N.A.M. France, 12 Dec. 1969, pp. 80-86
16. SAXENA, S.V., KUHLMAN, J. and RENGER, H., "Evaluation of Performance Correction Factors for High Power Centrifugal Pipeline Pumps for Higher Oil Viscosity" (in German), Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Pumpentagung, Karlsruhe, 30 Sept. - 2 Oct. 1996, Section C7
17. STEPANOFF, A.J., "Centrifugal and Axial Flow Pumps Theory, Design, and Application", John Wiley, N.Y., 1948, pp. 310-318
18. SUKHANOV, D.Y., "Centrifugal Pump Operation on Viscous Liquids" (in Russian), MASHGIZ, Moscow, 1952
19. TANAKA, K., OHASHI, H., "Performance of Centrifugal Pumps at Low Reynolds Number (1st Report, Experimental Study)" (in Japanese), Transactions of JSME Ed. 50 No. 449, Doc. No. 83-007, Jan. 1984, pp. 279-285
20. TANAKA, K., OHASHI, H., "Optimum Design of Centrifugal Pumps for Highly Viscous Liquids", Proceedings of the 13th AIHR Symposium at Montreal, Canada 1986 - 9 No. 35
21. TURZO, Z., TAKACS, G. and ZSUGA, J., "Equations Correct Centrifugal Pump Curves for Viscosity", Oil & Gas Journal, 29 May, 2000, pp. 57-61
22. "Umrechnung der Kennlinien von Spiralgehausepumpen bei Betrieb mit zähen Flüssigkeiten", KSB Worksheet, No. 38.1, 15 April 1983
23. WEN-GUANG, Li, "The 'Sudden-Rising Head' Effect in Centrifugal Oil Pumps", World Pumps, 2000, No. 10

ГОСТ (проект RU, первая редакция)

24. American National Standard for Centrifugal Pumps for Design and Application (ANSI/HI 1.1-1.2-2000, 1.3-2000)
25. YAMADA, Y., "Resistance of Flow Through an Annulus with an Inner Rotating Cylinder", Bulletin JSME, Vol. 5, No. 17, 1962, pp. 302-310
26. DAILY, J. W., NECE, R. E., "Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disc", Transactions of ASME, Journal of Basic Engineering, 1960, No. 82, pp. 553-560
27. YAMADA, Y., "Torque Resistance of a Flow Between Rotating Co-axial Cylinders Having Axial Flow," Bulletin JSME, Vol. 5, No. 20, 1962, pp. 634-641
28. "Standard Practice for Conversion of Kinematic Viscosity to Saybolt Universal Viscosity or to Saybolt Furol Viscosity", ASTM Designation D 2161 - 93 (Reapproved 1999) with editorial corrections in August 2000
29. STEPANOFF, A.J., "How Centrifugals Perform When Pumping Viscous Oils", Power, June 1949
30. MACMEEKIN, R.J., "Reynolds Number in the Design of Centrifugal Pumps for Viscous Liquids", Ingersoll-Rand Co internal report, September 1942

УДК

МКС 23.080

Г 82

NEQ

Ключевые слова: насосы, центробежные насосы, вязкие жидкости

МТК 245 «Насосы»

Председатель

подпись

В.К. Караханьян
инициалы, фамилия

Ответственный секретарь

подпись

Е.В. Солодченков
инициалы, фамилия

Российская ассоциация производителей насосов (РАПН)

Президент,
Кандидат тех.наук

подпись

И.Б. Твердохлеб
инициалы, фамилия

Руководитель разработки,
Исполнительный
директор

подпись

Е.В. Солодченков
инициалы, фамилия

Исполнители:

Эксперт

подпись

О.Г. Шаумян
инициалы, фамилия