Центробежный насос

be
think
innovate

GRUNDFOS

Центробежный насос

Все права защищены.
Согласно действующему закону об авторском праве Дании не разрешается воспроизведение или копирование настоящего издания или любой его части механическим, электронным, фотографическим или другим способом без предварительного письменного разрешения компании GRUNDFOS Management A/S.

GRUNDFOS Management A/S не несет ответственность за точность информации, представленной в настоящем издании. Ответственность за использование информации лежит на пользователе.

Предисловие

Отдел механики конструкций и сплошных сред рад представить первое русское издание книги «Центробежный насос». Эта книга написана, чтобы поделиться знаниями о гидравлике и конструкции насосов и об основных терминах, которые мы используем в повседневной работе.

Книга «Центробежный насос» предназначена главным образом для технических специалистов, занимающихся разработкой и производством элементов насосов. Кроме этого, эта книга может быть использована нашими будущими коллегами, студентами университетов и технических вузов, в качестве справочника и источника вдохновения в их занятиях. Мы хотели написать вводную книгу, которая дает обзор элементов проточной части насоса и в то же время позволяет техническим специалистам увидеть, как изменения в конструкции и эксплуатации влияют на показатели насоса.

В части 1 рассмотрены принципы работы центробежного насоса и элементов проточной части и приведен перечень различных типов насосов, производимых компанией Grundfos. В части 2 описано, как анализировать показатели насоса по кривым напора, мощности, КПД и NPSH.

В части 3 вы узнаете способы регулирования показателей насоса при его работе в составе системы. В части 4 приведены теоретические основы процесса преобразования энергии в центробежном насосе и рассмотрено применение правил подобия для масштабирования показателей рабочих колес насосов. В части 5 описываются основные типы потерь в насосе и влияние таких потерь на подачу, напор и потребление электроэнергии. В последней, шестой части вы найдете описание испытаний насосов и их элементов, которые компания Grundfos постоянно проводит, чтобы обеспечить необходимые показатели насосов.

В создании книги принимал участие весь отдел. Мы долго обсуждали идею, содержание, структуру и собирали материалы. Концепция датского издания была разработана в течение нескольких напряженных рабочих дней в «Химмельбергет». Результатом усилий всего отдела в течение нескольких лет стала книга, которую вы держите в руках.

Мы надеемся, что книга «Центробежный насос» окажется полезной, и вы будете использовать ее в качестве справочного издания в повседневной работе.
Приятного чтения!

Кристиан Брикс Якобсен
(Christian Brix Jacobsen),
руководитель отдела механики конструкций и сплошных сред, Отделение исследований и технологий

Содержание

Часть 1. Введение в теорию центробежных насосов 8

1.1 Принцип работы центробежного насоса 8
1.2 Элементы проточной части насоса 9
1.2.1 Входной фланец и вход 10
1.2.2 Рабочее колесо 11
1.2.3 Муфтовое соединение и привод 13
1.2.4 Уплотнение рабочего колеса 14
1.2.5 Полости и осевой подшипник 15
1.2.6 Спиральная камера, диффузор и выходной фланец 17
1.2.7 Направляющий аппарат и наружный кожух насоса 19
1.3 Типы и системы насосов 20
1.3.1 Насосы UP 21
1.3.2 Насосы TP 21
1.3.3 Насосы NB 21
1.3.4 Насосы MQ 21
1.3.5 Насосы SP 22
1.3.6 Насосы CR 22
1.3.7 Насосы MTA 22
1.3.8 Насосы SE 23
1.3.9 Насосы SEG 23
1.4 Выводы 23

Часть 2. Характеристики 26

2.1 Стандартные характеристики 26
2.2 Давление 28
2.3 Абсолютное и относительное давление 29
2.4 Напор 30
2.5 Давление насоса — описание давления насоса 31
2.5.1 Полное давление 31
2.5.2 Статическое давление 31
2.5.3 Динамическое давление 31
2.5.4 Разность барометрических давлений 32
2.6 Уравнение энергии для течения идеальной жидкости 33
2.7 Мощность 34
2.7.1 Частота вращения 34
2.8 Полезная мощность 34
2.9 КПД 35
2.10 Допускаемый кавитационный запас 36
2.11 Осевая нагрузка 40
2.12 Радиальная нагрузка 40
2.13 Выводы 41

Часть 3. Работа насосов в системах 44

3.1 Один насос в системе 45
3.2 Параллельное подключение насосов 46
3.3 Последовательное подключение насосов 47
3.4 Регулирование насосов 47
3.4.1 Дроссельное регулирование 48
3.4.2 Регулирование перепускным клапаном 48
3.4.3 Старт-стопное регулирование 49
3.4.4 Регулирование частоты вращения 49
3.5 Годовое потребление электроэнергии 52
3.6 Показатель энергоэффективности (EEI) 53
3.7 Выводы 54

Часть 4. Теория насоса 56

4.1 Треугольники скоростей 56
4.1.1 Вход 58
4.1.2 Выход 59
4.2 Уравнение Эйлера для насоса 60

4.4 Использование уравнения Эйлера для насоса ... 63
4.5 Правила подобия ... 64
4.5.1 Применения правил подобия ... 66
4.6 Закручивание на входе ... 68
4.7 Проскальзывание ... 69
4.8 Быстроходность насоса ... 70
4.9 Выводы ... 71

Часть 5. Потери в насосах ... 74

5.1 Виды потерь ... 74
5.2 Механические потери ... 76
5.2.1 Потери в подшипниках и уплотнении вала ... 76
5.3 Гидравлические потери ... 76
5.3.1 Гидродинамическое трение ... 77
5.3.2 Потери на перемешивание при расширении поперечного сечения ... 82
5.3.3 Потери на перемешивание при сужении поперечного сечения ... 83
5.3.4 Вихревые потери ... 85
5.3.5 Потери при изменении направления потока ... 86
5.3.6 Дисковое трение ... 87
5.3.7 Утечки ... 88
5.4 Распределение потерь как функция быстроходности насоса ... 91
5.5 Выводы ... 91

Часть 6. Испытания насосов ... 94

6.1 Типы испытаний ... 94
6.2 Измерение технических показателей насоса ... 95
6.2.1 Подача ... 96
6.2.2 Давление ... 96
6.2.3 Температура ... 97
6.2.4 Расчет напора ... 98
6.2.5 Общий расчет напора ... 99
6.2.6 Потребляемая мощность ... 100
6.2.7 Частота вращения ... 100
6.3 Измерение NPSH насоса ... 101
6.3.1 Испытания $NPSH_{3\%}$ путем снижения давления на входе ... 102
6.3.2 Испытания $NPSH_{3\%}$ путем повышения подачи ... 103
6.3.3 Испытательные стенды ... 103
6.3.4 Качество воды ... 104
6.3.5 Давление и плотность паров ... 104
6.3.6 Базовая плоскость ... 104
6.3.7 Барометрическое давление ... 105
6.3.8 Расчет $NPSH_A$ и определение $NPSH_{3\%}$ ... 105
6.4 Измерение сил ... 105
6.4.1 Измерительная система ... 106
6.4.2 Выполнение измерений сил ... 107
6.5 Неопределенность при измерении технических показателей ... 107
6.5.1 Стандартные требования к неопределенностям ... 107
6.5.2 Общая неопределенность ... 108
6.5.3 Измерение неопределенности испытательного стенда ... 108
6.6 Выводы ... 108

Приложения ... 109

A. Единицы ... 110
B. Проверка результатов испытаний ... 113
Список литературы ... 118
Стандарты ... 119
Указатель ... 120
Список обозначений ... 125
Физические свойства воды ... 126

Часть 1.

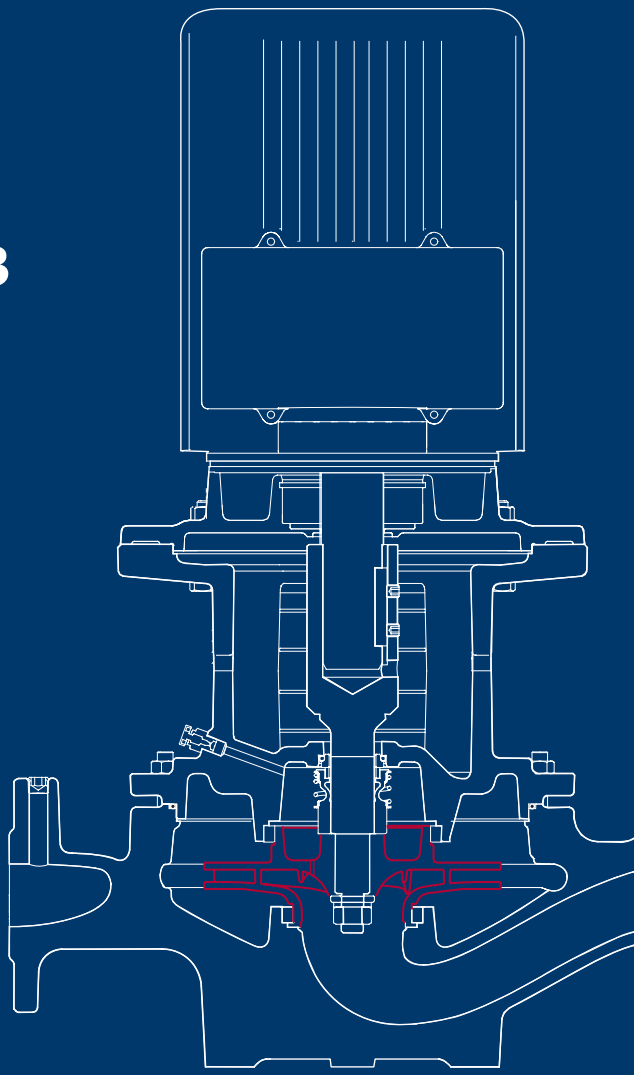
Введение в теорию центробежных насосов

1.1 Принцип работы центробежного насоса

1.2 Элементы проточной части насоса

1.3 Типы и системы насосов

1.4 Выводы



1. Введение в центробежные насосы

В этой части рассмотрены основные элементы центробежных насосов и модельный ряд насосов, производимых компанией Grundfos. Читателю даются основные сведения о принципе работы центробежного насоса и о терминологии насосов.

Центробежный насос — самый распространенный тип насосов в мире. Принцип работы насоса прост, хорошо описан и тщательно проверен, а насос надежен, эффективен и относительно дешев в производстве. Существует большое количество различных конструкций, созданных по принципу центробежного насоса и состоящих из одинаковых основных деталей. Большинство производимых компанией Grundfos насосов — это центробежные насосы.

1.1 Принцип работы центробежного насоса

При работе насоса давление жидкости, движущейся от входа к выходу, постепенно повышается. Эта разность давлений перемещает жидкость по трубам.

Центробежный насос повышает давление путем передачи механической энергии от электродвигателя к жидкости посредством вращающегося рабочего колеса. Жидкость течет от входа к центру рабочего колеса и дальше вдоль его лопаток. Под действием центробежных сил скорость жидкости растет, следовательно, растет кинетическая энергия, которая преобразуется в давление. Пример проточной части центробежного насоса показан на рисунке 1.1.

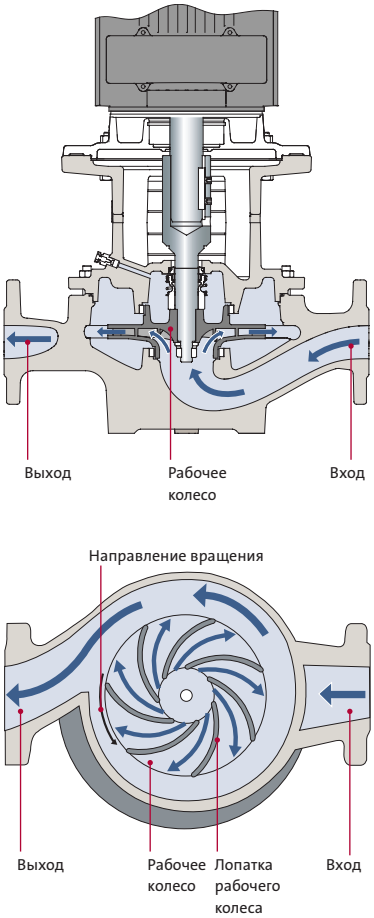


Рисунок 1.1: Схема движения жидкости в центробежном насосе

1.2 Элементы проточной части насоса

Принципы работы элементов проточной части являются общими для большинства центробежных насосов. Элементы проточной части — это детали, которые находятся в контакте с жидкостью. Элементы проточной части одноступенчатого насоса ин-лайн показаны на рисунке 1.2. В следующих разделах описаны элементы от входного до выходного фланца.

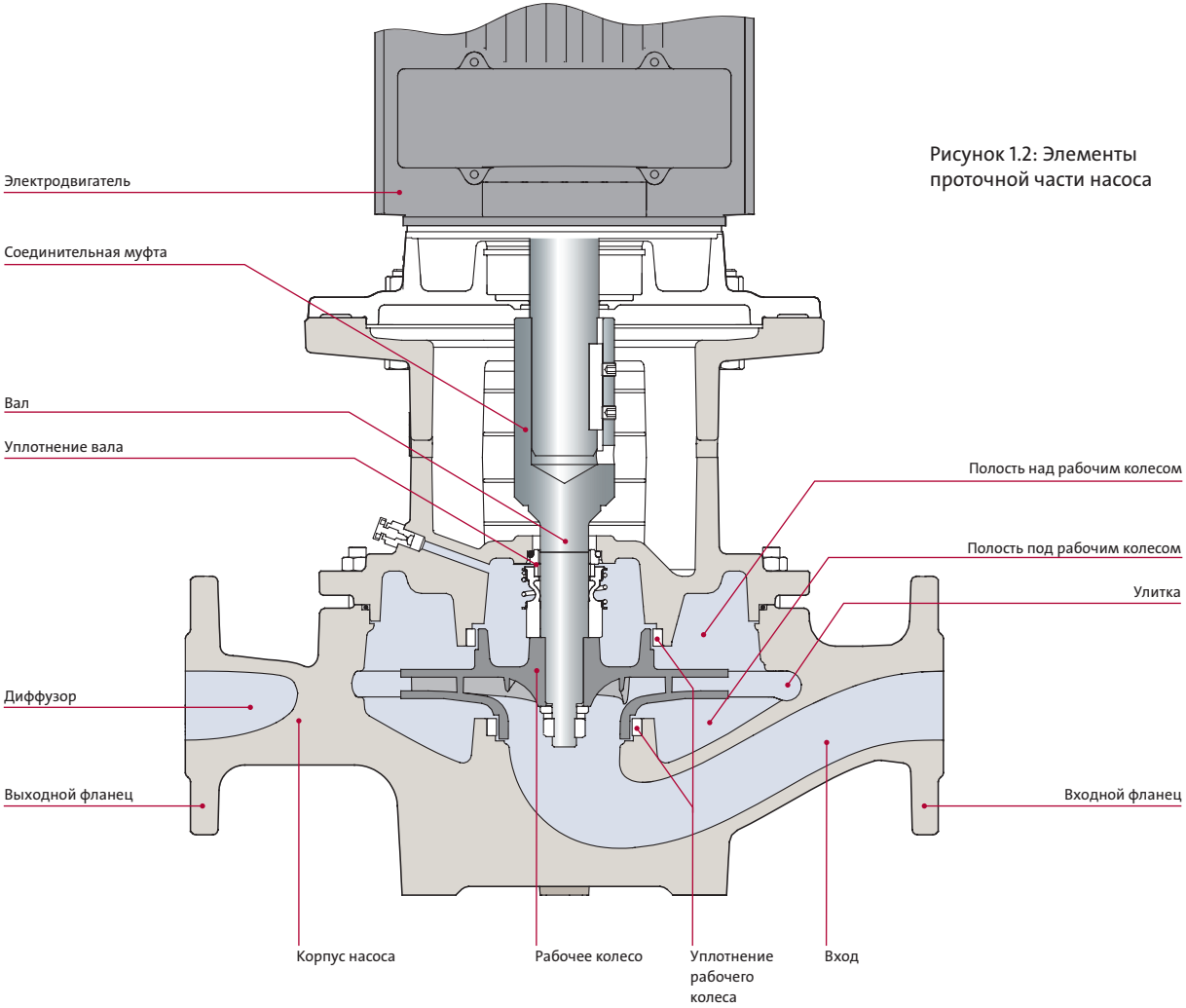


Рисунок 1.2: Элементы проточной части насоса

1.2.1 Входной фланец и вход

Насос соединен с трубопроводом с помощью входного и выходного фланцев. Конструкция фланцев зависит от применения насоса. Некоторые типы насосов не имеют входного фланца, поскольку вход не соединен с трубой, а погружен непосредственно в жидкость.

Жидкость от входа направляется на вход рабочего колеса. Конструкция входа зависит от типа насоса. Четыре самых распространенных типа входа — ин-лайн (с патрубками в линию), с односторонним всасыванием, с двусторонним всасыванием и вход погружного насоса, см. рисунок 1.3.

Насосы ин-лайн предназначены для установки на прямых участках труб, откуда и получили свое название. Входной канал направляет жидкость на вход рабочего колеса.

Насосы с односторонним всасыванием имеют очень короткий прямой входной канал, поскольку вход рабочего колеса расположен в непосредственной близости от входного фланца.

Рабочие колеса насосов с двусторонним всасыванием имеют два входа рабочего колеса. Входящий поток разделяется, и жидкость подается от входного фланца на оба входа рабочего колеса. Такая конструкция минимизирует осевую силу, см. раздел 1.2.5.

В погружных насосах электродвигатель часто располагается ниже проточной части, а вход находится в средней части насоса, см. рисунок 1.3. Такая конструкция устраняет гидравлические потери, связанные с движением жидкости вдоль электродвигателя. Кроме того, электродвигатель охлаждается благодаря погружению в жидкость.

Рисунок 1.3: Вход в насосах ин-лайн, с односторонним всасыванием, двусторонним всасыванием и в погружном насосе

Подводящий канал должен создать равномерный профиль скоростей на входе рабочего колеса, так как это обеспечивает наилучшие показатели насоса. На рисунке 1.4 показан пример распределения скоростей в различных сечениях подводящего канала.

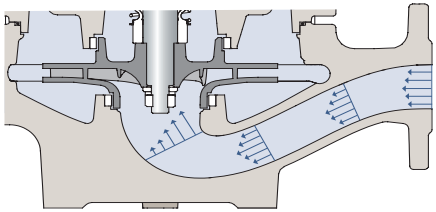


Рисунок 1.4: Распределение скоростей в подводящем канале.

1.2.2 Рабочее колесо

Лопатки вращающегося рабочего колеса передают энергию жидкости путем повышения ее давления и скорости. Жидкость всасывается через вход рабочего колеса и движется по каналам рабочего колеса, образованным лопатками между передним и задним дисками, см. рисунок 1.5.

Конструкция рабочего колеса определяется требованиями к давлению, подаче и применению. Рабочее колесо является важнейшей частью, определяющей показатели насоса. Варианты насосов часто создаются только с помощью модификации рабочих колес.

Рисунок 1.5: Элементы рабочего колеса, определение направлений и течения по отношению к рабочему колесу.

Способность рабочего колеса повышать давление и создавать движение жидкости в основном зависит от того, в радиальном или осевом направлении движется жидкость в рабочем колесе, см. рисунок 1.6.

В рабочих колесах радиального типа существует значительная разница между диаметрами на входе и выходе из колеса, а также между диаметром колеса и шириной выхода (высотой канала) на выходе из колеса. Такая конструкция рабочего колеса применяется для создания высокого давления при малой подаче. И наоборот, относительно низкое давление и большая подача создаются в осевых рабочих колесах, при этом направление движения не меняется, а ширина выхода больше. Радиально-осевые колеса используются, когда нужен компромисс между повышением давления и подачей.

Рабочее колесо имеет несколько лопаток. Количество лопаток зависит от необходимых показателей и ограничений по шуму, а также от количества и размера твердых частиц в жидкости. Рабочие колеса с 5-10 каналами демонстрируют максимальный КПД и используются для жидкостей, не содержащих твердых частиц. Для жидкостей, содержащих твердые частицы, таких как сточные воды, применяются рабочие колеса с одним, двумя или тремя каналами. Входная кромка лопаток таких колес имеет специальный профиль для снижения риска блокировки колес твердыми частицами. Через рабочие колеса с одним, двумя или тремя каналами могут проходить частицы определенного размера. Насос с одноканальным рабочим колесом изображен на рисунке 1.7.
Рабочие колеса без переднего диска называются колесами открытого типа. Открытые рабочие колеса применяются, если необходимо очищать колесо или существует риск блокировки колеса. Для перекачки сточных вод применяются вихревые насосы с открытыми рабочими колесами. В насосах такого типа рабочее колесо создает поток жидкости, напоминающий по форме вихревую воронку торнадо, см. рисунок 1.8. Вихревые насосы имеют низкий КПД по сравнению с насосами, оснащенными дисковыми рабочими колесами и уплотнениями между колесами и корпусом насоса. Когда тип рабочего колеса выбран, конструирование колеса — это нахождение компромисса между потерями на трение и потерями вследствие неравномерного профиля скоростей. В целом, равномерный профиль скоростей достигается с помощью увеличения длины лопаток рабочего колеса, но это приводит к увеличению трения.

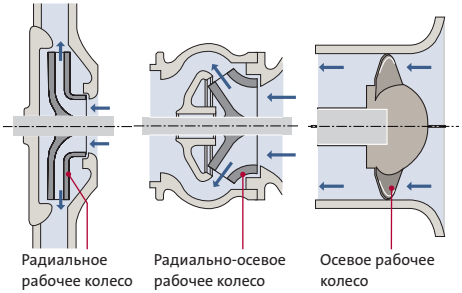


Рисунок 1.6: Радиальное, радиально-осевое и осевое рабочие колеса.

Рисунок 1.7: Насос с одноканальным рабочим колесом

Рисунок 1.8: Вихревой насос.

1.2.3 Муфтовое соединение и привод

Для привода рабочего колеса обычно применяется электродвигатель. Соединение между электродвигателем и рабочим колесом является слабым местом из-за трудности уплотнения вращающегося вала. В связи с этим различаются два типа насосов: насосы с сухим ротором и насосы с мокрым ротором. Преимуществом насосов с сухим ротором по сравнению с насосами с мокрым ротором является возможность использования для привода стандартных электродвигателей. Недостатком является уплотнение между двигателем и рабочим колесом.

В насосах с сухим ротором электродвигатель и жидкость разделены уплотнением вала, также применяются схемы с длинным валом или магнитной муфтой.

В насосе с уплотнением вала жидкость и электродвигатель разделены уплотнительными кольцами, см. рисунок 1.9. Механические уплотнения вала не требуют технического обслуживания и характеризуются меньшими утечками, чем сальниковые уплотнения с уплотняющей набивкой. Срок службы механических уплотнений зависит от жидкости, давления и температуры.

Если электродвигатель и жидкость разделены длинным валом, то части насосного агрегата не контактируют друг с другом и уплотнение вала можно исключить, см. рисунок 1.10. Такая схема имеет монтажные ограничения, так как электродвигатель необходимо разместить выше проточной части и поверхности жидкости в системе. Кроме этого, КПД насоса снижается вследствие протечек через неплотности между валом и корпусом насоса, а также в результате трения между жидкостью и длинным валом.

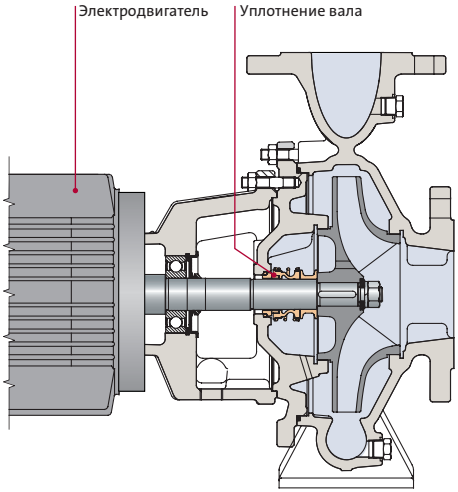


Рисунок 1.9: Насос с сухим ротором и уплотнением вала.

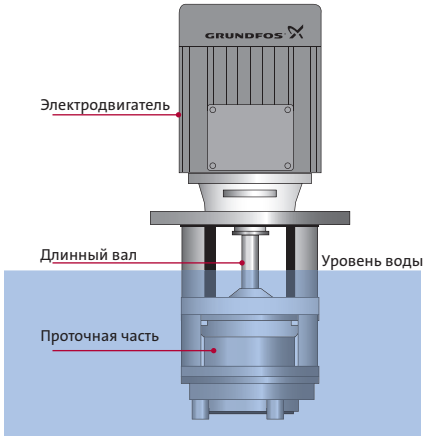


Рисунок 1.10: Насос с сухим ротором и длинным валом.

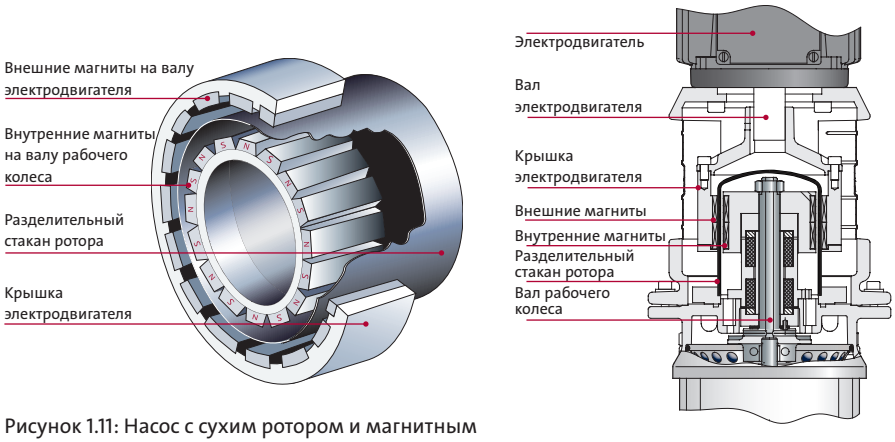


Рисунок 1.11: Насос с сухим ротором и магнитным приводом.

В насосах с магнитной муфтой электродвигатель и жидкость разделены стаканом ротора, изготовленным из немагнитного материала, что позволяет исключить проблемы с уплотнением вращающегося вала. В насосах такого типа на валу рабочего колеса закреплены магниты, которые называются внутренними магнитами. Вал электродвигателя оканчивается полостью, на внутренней поверхности которой закреплены внешние магниты, см. рисунок 1.11. Стакан ротора закреплен в корпусе насоса между валом рабочего колеса и полостью. Крутящий момент от вала электродвигателя к валу рабочего колеса передается с помощью магнитов. Основным преимуществом этой конструкции является герметичное уплотнение насоса, однако муфта такого типа имеет высокую стоимость. Поэтому такой тип уплотнения применяется только при необходимости обеспечения полной герметичности насоса.

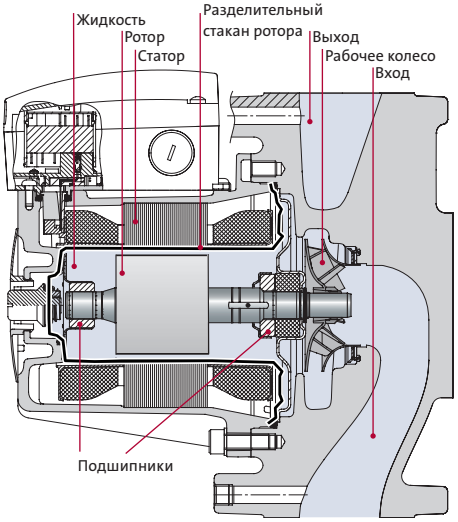


Рисунок 1.12: Насос с сухим ротором.

В насосах с разделительным стаканом ротор и рабочее колесо отделены от статора электродвигателя. Как показано на рисунке 1.12, ротор омывается жидкостью, которая смазывает подшипники и охлаждает двигатель. Жидкость вокруг ротора вызывает трение между ротором и разделительным стаканом, что снижает КПД насоса.

1.2.4 Уплотнение рабочего колеса

При работе насоса возникает переток жидкости через зазор между вращающимся рабочим колесом и неподвижным корпусом насоса. Значение перетока зависит главным образом от конструкции зазора и перепада давления на рабочем колесе. Жидкость затем возвращается на вход рабочего колеса, см. рисунок 1.13. Таким образом, рабочее колесо перекачивает не только жидкость, поступающую на вход насоса, но и переток. Для снижения перетока устанавливается уплотнение рабочего колеса.

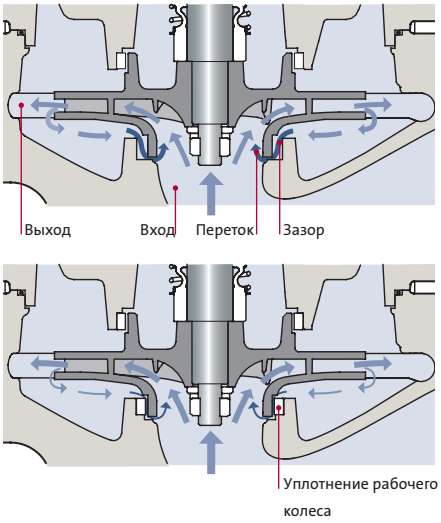
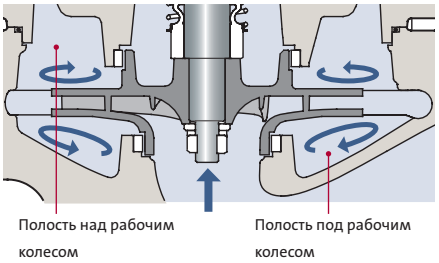


Рисунок 1.13: Переток через зазор.

Существуют различные конструкции и сочетания материалов уплотнения рабочего колеса. Уплотнение обычно запрессовывается непосредственно в корпус насоса или устанавливается в виде дополнительных колец. Также возможно применение уплотнений вала с плавающими уплотняющими кольцами. Кроме этого, существует ряд уплотнений с резиновыми кольцами, которые наилучшим образом подходят для работы с жидкостями, содержащими высокоабразивные включения, например, песок.

Достижение оптимального соотношения между перетоком и трением является наиболее важной задачей при проектировании уплотнений рабочего колеса. Малый зазор ограничивает переток, но увеличивает трение и риск зацепления и шума. Малый зазор также повышает требования к точности обработки и сборки, что повышает себестоимость производства. Для достижения оптимального баланса между перетоком и трением следует учесть тип и размер насоса.



1.2.5 Полости и осевой подшипник

Объем полостей зависит от конструкции рабочего колеса и корпуса насоса, они определяют поток по окружности рабочего колеса и способность насоса работать при наличии в жидкости песка и воздуха.

Вращение рабочего колеса создает в полостях два типа потоков: первичный и вторичный. Первичные потоки представляют собой вихри, вращающиеся вместе с рабочим колесом в полостях, расположенных выше и ниже рабочего колеса, см. рисунок 1.14. Вторичные потоки значительно слабее первичных потоков.

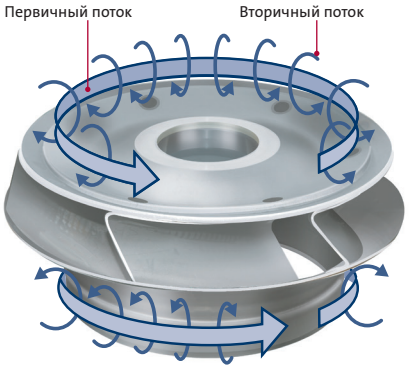


Рисунок 1.14: Первичный и вторичный потоки в полостях.

Характер движения первичных и вторичных потоков влияет на распределение давления с внешней стороны переднего и заднего дисков рабочего колеса, что приводит к возникновению осевого усилия. Осевая нагрузка складывается из всех сил, действующих в осевом направлении и возникающих вследствие разности давлений в различных частях насоса. Основная сила возникает вследствие повышения давления при вращении рабочего колеса. Вход в рабочее колесо находится под давлением на входе, в то время как на внешние поверхности заднего и переднего диска действует выходное давление, см. рисунок 1.15. Один конец вала находится под атмосферным давлением, тогда как на второй конец вала действует давление в системе. Давление повышается в радиальном направлении от центра к окружности колеса.

Осевая нагрузка воспринимается осевыми подшипниками, поэтому на них действуют силы, приложенные к рабочему колесу.

Если невозможна полная компенсация осевой нагрузки в осевом подшипнике, нужно уравновесить осевые силы, действующие на рабочее колесо. Существует несколько возможностей снизить осевую нагрузку на вал насоса и таким способом уменьшить нагрузку на осевой подшипник. Все методы снижения осевой нагрузки ведут к гидравлическим потерям.

Одним из решений для уравновешивания осевых сил является устройство небольших отверстий в заднем диске, см. рисунок 1.16. Переток через отверстия влияет на потоки в полостях над рабочим колесом, это ведет к уменьшению осевой силы, но увеличивает переток.

Еще одним способом снижения осевой нагрузки является сочетание разгрузочных отверстий и уплотнения рабочего колеса на заднем диске, см. рисунок 1.17. Это снижает давление в полости между валом и уплотнением рабочего колеса и способствует лучшему уравновешиванию давлений. Уплотнение рабочего колеса создает дополнительное трение, но уменьшает переток через разгрузочные отверстия по сравнению с конструкцией без уплотнения.

Третьим способом уравновешивания осевых сил является установка лопаток на задней стороне рабочего колеса, см. рисунок 1.18. Аналогично двум описанным выше схемам, в этом случае происходит снижение скорости потока на заднем диске, вследствие чего давление на диск пропорционально изменяется. Тем не менее, дополнительные лопатки потребляют определенной количество энергии без увеличения производительности насоса. Поэтому такая конструкция снижает КПД.

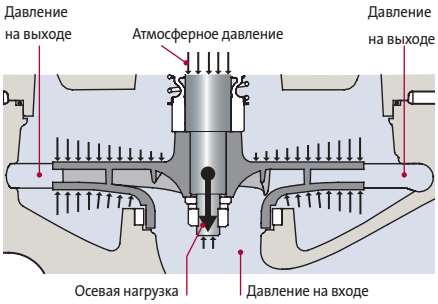


Рисунок 1.15: Силы давления, которые создают осевую нагрузку.

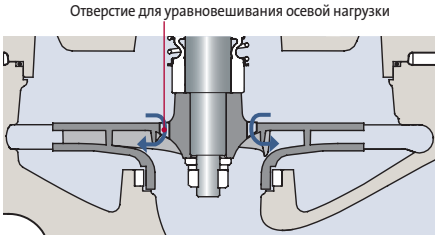


Рисунок 1.16: Снижение осевой нагрузки с помощью разгрузочных отверстий.

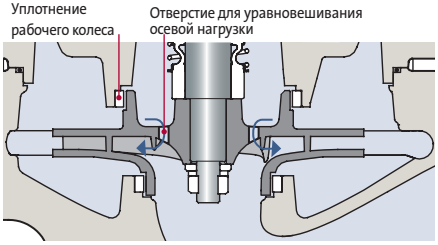


Рисунок 1.17: Снижение осевой нагрузки с помощью уплотнений рабочего колеса и разгрузочных отверстий.

Четвертый способ уравновешивания осевой нагрузки заключается в размещении ребер в полости корпуса насоса под рабочим колесом, см. рисунок 1.19. В этом случае происходит снижение скорости первичного потока в полости под рабочим колесом и, соответственно, повышение давления на переднем диске. Такой способ уравновешивания увеличивает трение на диске и потери на переток вследствие повышения давления.

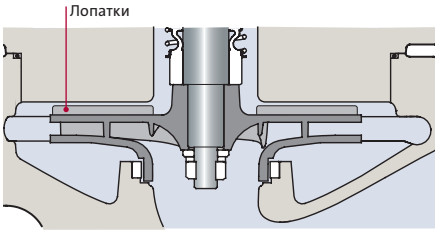


Рисунок 1.18: Снижение осевой нагрузки с помощью лопаток на задней поверхности заднего диска.

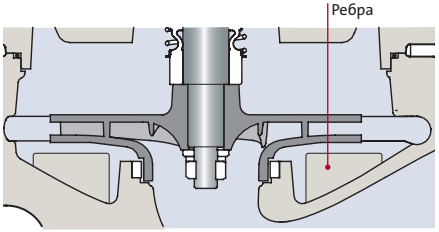
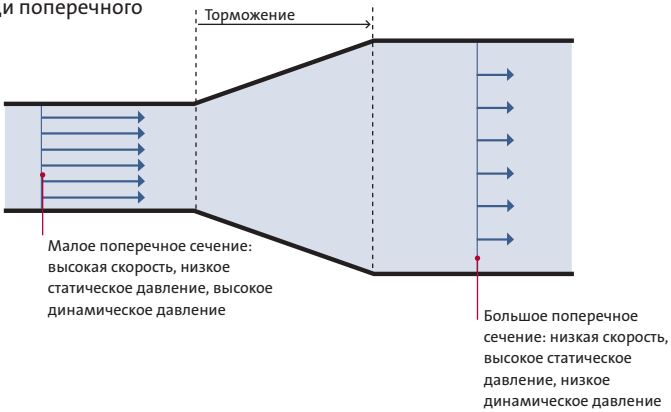


Рисунок 1.19: Снижение осевой нагрузки с помощью ребер в корпусе насоса.

1.2.6 Спиральная камера, диффузор и выходной фланец

Спиральная камера (улитка) предназначена для сбора жидкости с рабочего колеса и направления ее на выходной фланец. В спиральной камере происходит преобразование динамического давления в рабочем колесе в статическое давление. Скорость постепенно снижается по мере увеличения поперечного сечения потока жидкости. Такое преобразование называется торможением потока. Примером торможения потока является уменьшение скорости движения потока при увеличении поперечного сечения трубы, см. рисунок 1.20. Статическое давление, динамическое давление и торможение рассмотрены в разделах 2.2, 2.3 и 5.3.2.

Рисунок 1.20: Изменение скорости жидкости в трубе, вызванное изменением площади поперечного сечения.



Спиральная камера состоит из трех основных элементов: кольцевой диффузор, улитка и выходной диффузор, см. рисунок 1.21. Преобразование энергии из скорости в давление происходит в каждом из трех элементов.

Первичный кольцевой диффузор предназначен для направления жидкости из рабочего колеса на улитку. Площадь поперечного сечения кольцевого диффузора увеличивается по мере увеличения диаметра от рабочего колеса к улитке. Для усиления торможения потока в кольцевой диффузор могут устанавливаться лопатки.

Основное назначение улитки заключается в сборе жидкости из кольцевого диффузора и направлении ее в выходной диффузор. Для создания равномерного давления в пределах улитки площадь поперечного сечения улитки должна увеличиваться по мере движения от выступа к горловине улитки. Горловиной называется область за выступом, где площадь поперечного сечения выходного диффузора наименьшая. Условия течения в улитке могут быть оптимальными только в расчетном режиме. В других режимах появляются радиальные силы, действующие на рабочее колесо вследствие изменения давления по окружности улитки. Радиальные силы, как и осевые, должны быть восприняты подшипником, см. рисунок 1.21.

Выходной диффузор соединяет горловину с выходным фланцем. Поперечное сечение диффузора постепенно увеличивается от горловины к выходному фланцу, что ведет к повышению статического давления.

Спиральная камера предназначена для преобразования динамического давления в статическое давление с минимальными потерями давления. Наибольший КПД достигается при правильном балансе между изменением скорости и трением жидкости о внутреннюю поверхность улитки. При проектировании спиральной камеры нужно обратить внимание на следующие параметры: диаметр улитки, геометрия поперечного сечения улитки, форма выступа, площадь и радиальное положение горловины, а также длина, ширина и кривизна диффузора.

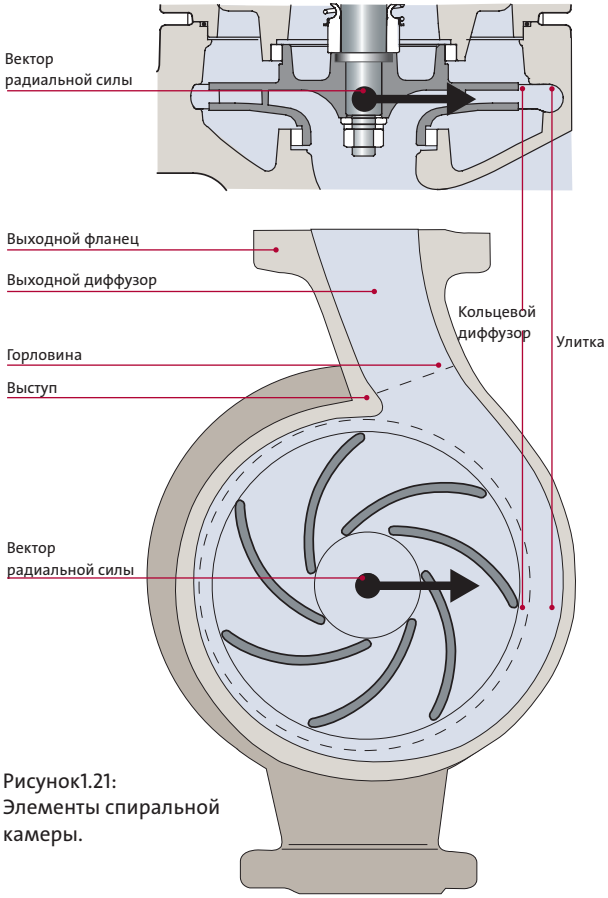


Рисунок1.21:
Элементы спиральной
камеры.

1.2.7 Направляющий аппарат и наружный кожух насоса

Для увеличения давления на выходе насоса возможно последовательное соединение нескольких рабочих колес. Для подачи жидкости от одного колеса на следующее применяется направляющий аппарат, см. рисунок 1.22. Рабочее колесо и направляющий аппарат вместе называются ступенью или камерой. Несколько соединенных камер многоступенчатого насоса называются набором камер.

Помимо подачи потока жидкости с одного рабочего колеса на другое, направляющий аппарат выполняет такую же основную функцию, как спиральная камера: преобразование динамического давления в статическое давление. Направляющий аппарат снижает скорость нежелательного кругового движения жидкости, так как такое движение отрицательно влияет на КПД следующего рабочего колеса. Скорость кругового движения жидкости регулируется направляющими лопатками аппарата.

В многоступенчатых насосах ин-лайн жидкость движется от верхней части набора камер к выходу в канале, образованном внешней частью набора камер и наружным кожухом насоса, см. рисунок 1.22.

При проектировании направляющего аппарата следует учитывать те же факторы, что при расчетах рабочих колес и спиральных камер. В противоположность спиральной камере направляющий аппарат не создает радиальных сил на рабочем колесе, так как он осесимметричен.

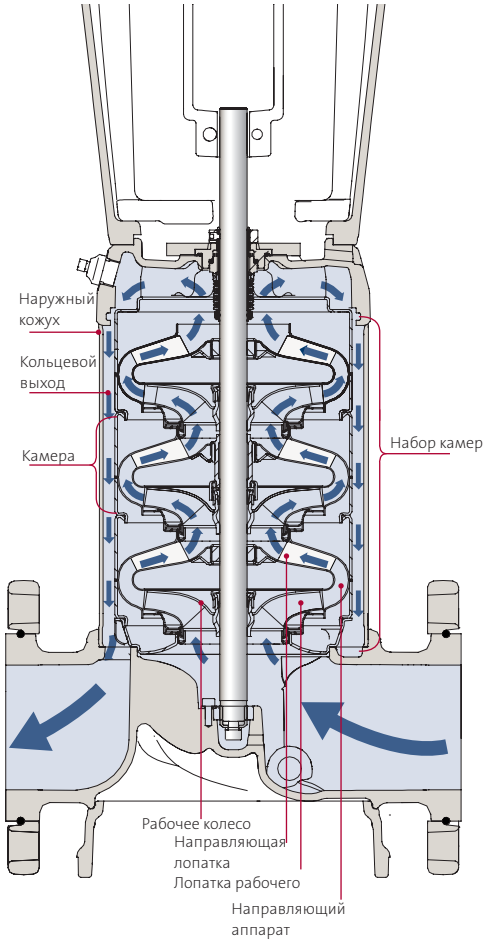


Рисунок 1.22: Проточная часть многоступенчатого насоса ин-лайн.

1.3 Типы и системы насосов

В этом разделе приведено описание центробежных насосов, производимых компанией Grundfos. Все насосы разделены на пять общих групп: циркуляционные насосы, насосы для повышения давления и перекачки жидкости, насосы для водоснабжения, промышленные насосы и насосы для сточных вод. Многие типы насосов могут использоваться для различных применений.

Циркуляционные насосы в основном используются для циркуляции воды в замкнутых системах, например, системах отопления, охлаждения, кондиционирования воздуха, а также в системах горячего водоснабжения для бытовых нужд. В системах горячего водоснабжения для бытовых нужд вода постоянно циркулирует в трубах. Это предотвращает длительное ожидание горячей воды после открытия крана.

Насосы для повышения давления используются для увеличения давления холодной воды, а также в качестве насосов конденсата в паровых котлах. Иногда такие насосы рассчитаны на работу с жидкостями, в которых присутствуют небольшие частицы, например, песок.

Насосы для водоснабжения могут быть установлены двумя способами: с погружением в водозаборную скважину или на поверхности земли. Условия эксплуатации насосов в системах водоснабжения предъявляют высокие требования к надежности насосов при работе со средами, насыщенными оксидами железа, кальция и песком.

Промышленные насосы, как это следует из названия, широко используются в промышленности в системах, предназначенных для перекачки различных однородных и неоднородных жидкостей. Строгие природоохранные требования и требования техники безопасности применяются к насосам, которые перекачивают агрессивные, токсичные или взрывоопасные жидкости: такие насосы должны быть герметичными и стойкими к воздействию агрессивных веществ.

Насосы для сточных вод используются для перекачки загрязненной воды на станциях очистки сточных вод и в промышленных системах. Такие насосы способны перекачивать жидкости с большим содержанием твердых частиц.

1.3.1. Насосы UP

Циркуляционные насосы, применяемые в системах отопления, холодного водоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых домах, офисных зданиях, гостиницах и др. Некоторые из этих насосов устанавливаются в системах отопления конечных потребителей. Другие поставляются производителям комплектного оборудования, которые используют насосы в системах газовых печей. Это насосы ин-лайн с мокрым ротором, которые имеют только статические уплотнения. Конструкция этого насоса позволяет свести к минимуму шум, передаваемый по трубам. Компания Grundfos производит насосы серии UP с автоматическим регулированием и без него. Насос с автоматическим регулированием позволяет регулировать давление и подачу в соответствии с фактической потребностью и таким образом экономит электроэнергию.

1.3.2 Насосы TP

Насосы TP главным образом используются для циркуляции горячей и холодной воды в системах отопления, охлаждения и кондиционирования воздуха. Это насосы типа ин-лайн, и, в отличие от меньших насосов UP, в насосах серии TP используется стандартные электродвигатели и уплотнения вала.

1.3.3 Насосы NB

Насосы NB предназначены для перекачки жидкости в теплофикационных установках, системах отопления, охлаждения, кондиционирования воздуха, промывки водой и для другого промышленного применения. Насосы NB имеют одностороннее всасывание, существует большое количество различных вариантов уплотнений вала, рабочих колес и корпусов, которые могут сочетаться в зависимости от температуры, давления и типа жидкости.

1.3.4 Насосы MQ

Насосы MQ представляют собой комплектные малогабаритные насосные установки водоснабжения. Они используются для водоснабжения и перекачивания жидкостей в частных домах, на дачах, в сельскохозяйственных и садовых системах. Система управления насоса обеспечивает его автоматический запуск и отключение в зависимости от положения крана. Система управления защищает насос при ошибках или при работе насоса без воды. Встроенный напорный бак снижает количество пусков при утечках в водопроводе. Насосы серии MQ самовсасывающие, они могут удалять воздух из приемного трубопровода и всасывать воду с уровня, расположенного ниже уровня установки насоса.

Рисунок 1.23: Насос UP.

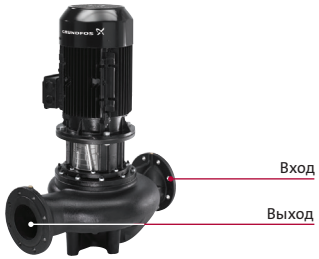


Рисунок 1.24: Насос TP.

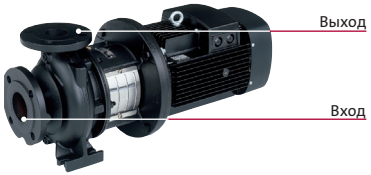


Рисунок 1.25: Насос NB.

Рисунок 1.26: Насос MQ.

1.3.5 Насосы SP

Многоступенчатые погружные насосы SP используются для подачи неочищенной воды, понижения уровня грунтовых вод и повышения давления. Кроме того, насосы SP могут перекачивать агрессивные жидкости, например, морскую воду. Электродвигатель установлен под набором камер, а вход насоса расположен между электродвигателем и набором камер. Диаметр насоса рассчитан на размер стандартной скважины. Насосы SP оснащаются встроенным обратным клапаном для предотвращения обратного движения жидкости при отключении насоса. Обратный клапан также служит для предупреждения гидравлических ударов.

Рисунок 1.27: Насос SP.

1.3.6 Насосы CR

Насосы серии CR используются в моечных машинах, системах охлаждения и кондиционирования воздуха, водоочистки, пожаротушения, подачи котловой питательной воды и в других промышленных системах. Насосы CR — это многоступенчатые вертикальные насосы ин-лайн. Эти насосы могут также перекачивать коррозионные жидкости, так как проточная часть изготовлена из нержавеющей стали или титана.

Рисунок 1.28: Насос CR.

1.3.7 Насосы MTA

Насосы MTA используются в процессах механической обработки для перекачки нефильтрованных смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ), содержащих стружку, волокна и абразивные частицы. Насосы MTA — это насосы с сухим ротором и длинным валом, без уплотнения вала. Насос предназначен для вертикальной установки на баке. Установочная длина — часть насоса, погруженная в жидкость — может быть изменена в зависимости от глубины бака, что позволяет дренировать бак с СОЖ.

Рисунок 1.29: Насос MTA.

1.3.8 Насосы SE

Насосы SE используются для перекачки сточных вод и вод, содержащих осадок и твердые частицы. Этот насос занимает исключительное положение на рынке насосов для перекачки сточных вод вследствие возможности его установки как в погруженном положении внутри канализационного колодца, так и в системе трубопроводов в сухом состоянии. В серии SE представлены как вихревые, так и одноканальные насосы. Одноканальные насосы характеризуются большим проходным сечением, в спецификации насоса указаны максимальные диаметры твердых включений в перекачиваемой жидкости.

1.3.9 Насосы SEG

Насосы SEG специально предназначены для перекачки сточных вод из туалетов. Насосы SEG оснащены режущим механизмом, который режет твердые включения на части меньшего размера, которые затем могут перекачиваться по трубам относительно малого диаметра. Насосы с режущим механизмом называются также насосами–дробилками.

1.4 Выводы

В этой части мы рассмотрели принципы работы центробежного насоса и элементов его проточной части. Мы обсудили некоторые общие аспекты, связанные с проектированием отдельных элементов. Также в этой части приведено краткое описание некоторых насосов, производимых компанией Grundfos.

Рисунок 1.30: Насос SE.

Рисунок 1.31: Насос SEG.

Часть 2

Характеристики

2.1 Стандартные характеристики

2.2 Давление

2.3 Абсолютное и относительное давление

2.4 Напор

2.5 Давление насоса — описание давления насоса

2.6 Уравнение энергии для течения идеальной жидкости

2.7 Мощность

2.8 Полезная мощность

2.9 Коэффициент полезного действия

2.10 NPSH — допускаемый кавитационный запас

2.11 Осевая нагрузка

2.12 Радиальная нагрузка

2.13 Выводы

2. Характеристики

Показатели насоса обычно описываются с помощью набора кривых, которые называются характеристиками насоса. В этой части приведено описание таких кривых и методы их анализа.

2.1 Стандартные характеристики

Характеристики насоса используются заказчиком для выбора насоса, соответствующего требованиям для данного применения.

Заказная спецификация содержит информацию о напоре (H) для разной подачи (Q), см. рисунок 2.1. Требования к напору и подаче определяют габаритные размеры насоса.

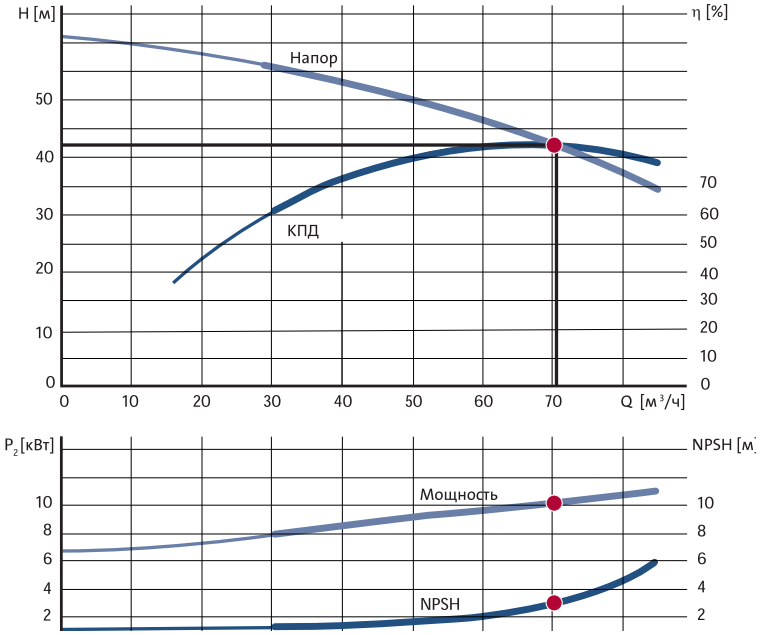


Рисунок 2.1: Типовые характеристики центробежного насоса Напор (H), потребляемая мощность (P), КПД (η) и NPSH показаны как функции подачи.

Кроме напора, в заказных спецификациях также приводится потребляемая мощность насоса (P). Потребляемая мощность используется для расчета мощности источника питания насоса. Потребляемая мощность также отображается как функция подачи.

Информация о КПД насоса (η) и NPSH также содержится в заказной спецификации. NPSH — это сокращение термина «допускаемый кавитационный запас» (Net Positive Suction Head). Кривая NPSH показывает напор на входе, который необходим для предотвращения кавитации. Кривая КПД предназначена для выбора самого экономичного насоса в определенном рабочем диапазоне. Пример характеристик в заказной спецификации приведен на рисунке 2.1.

Желаемые характеристики являются важной частью технических условий на проектирование при создании нового насоса. Подобные кривые осевых и радиальных нагрузок используются для расчета подшипников насоса.

Характеристики описывают показатели всей насосной установки, см. рисунок 2.2. Если выбран насос без электродвигателя, то для привода насоса можно использовать стандартный электродвигатель соответствующей мощности, Характеристики могут быть пересчитаны с учетом выбранного двигателя.

Для насосов, которые поставляются как с электродвигателем, так и без него, приводятся характеристики только для проточной части, то есть без электродвигателя и контроллера. Для комплектных изделий характеристики приводятся для изделия в целом.

Рисунок 2.2.: Характеристики приводятся только для насоса или для комплектной установки, состоящей из насоса, электродвигателя и электроники.

2.2 Давление

Давление (p) выражает силу, действующую на единицу площади, и делится на статическое и динамическое давление. Сумма этих двух давлений представляет собой полное давление.

$$p_{полн} = p_{стат} + p_{дин} \quad [Па] \qquad (2.1)$$

где:

$p_{полн}$ — полное давление, Па;

$p_{стат}$ — статическое давление, Па;

$p_{дин}$ — динамическое давление, Па.

Измерение статического давления производится с помощью манометра, исключительно при неподвижной жидкости или с помощью отвода давления, установленного перпендикулярно направлению потока, см. рисунок 2.3.

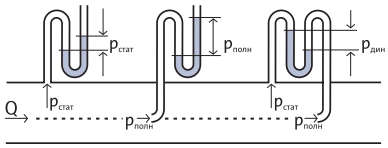


Рисунок 2.3: Измерение статического $p_{стат}$, полного $p_{полн}$ и динамического $p_{дин}$ давлений.

Для измерения полного давления приемное отверстие отвода давления следует расположить навстречу направлению потока, см. рисунок 2.3. Динамическое давление определяется как разность между полным и статическим давлением. Такое измерение может быть выполнено с помощью трубки Пито.

Динамическое давление зависит от скорости жидкости, Динамическое давление может быть рассчитано по следующей формуле, в которой скорость (V) получена с помощью измерения, а плотность (ρ) жидкости известна:

$$p_{дин} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad [Па] \qquad (2.2)$$

где:

V — скорость, м/с;

ρ — плотность кг/м³.

Динамическое давление может быть преобразовано в статическое, и наоборот. При течении в расширяющейся трубе происходит преобразование динамического давления в статическое, см. рисунок 2.4. Течение в трубе называется потоком в трубе, а участок трубы, в котором диаметр трубы увеличивается, называется диффузором.

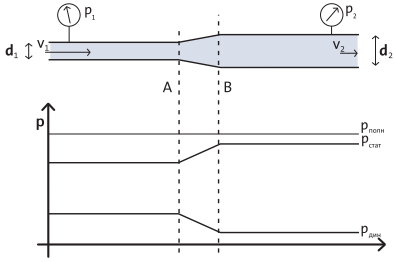


Рисунок 2.4: Пример преобразования динамического давления в статическое давление в диффузоре.

2.3 Абсолютное и относительное давление

Давление может быть выражено двумя различными способами — как абсолютное или относительное давление. Абсолютное давление измеряется относительно абсолютного 0 и, таким образом, может иметь только положительное значение. Относительное давление измеряется относительно давления окружающей среды. Положительное относительное давление означает, что давление выше барометрического давления, а отрицательное относительное давление указывает на то, что давление ниже барометрического давления.

Определение абсолютной и относительной величины известно также по измерениям температуры, где абсолютная температура измеряется в Кельвинах (K), а относительная температура измеряется в градусах Цельсия (°C). Температура в Кельвинах всегда положительна и измеряется относительно абсолютного 0. В отличие от этого, температура в градусах Цельсия измеряется относительно точки замерзания воды (соответствует 273,15 K), и поэтому может быть отрицательной.

Барометрическое давление измеряется как абсолютное давление. Барометрическое давление зависит от погоды и высоты. Переход от относительного давления к абсолютному осуществляется добавлением существующего барометрического давления к измеренному относительному давлению.

$$p_{абс} = p_{отн} + p_{бар} \quad [Па] \qquad (2.3)$$

На практике статическое давление измеряется с помощью манометров трех различных типов.

- Манометр абсолютного давления, например, барометр, измеряет давление относительно абсолютного 0.
- Стандартный манометр измеряет давление относительно атмосферного давления. Такой тип манометров используется чаще всего.
- Дифференциальный манометр измеряет разность давлений между двумя отводами давления независимо от барометрического давления.

2.4 Напор

На следующих страницах представлены различные характеристики.

Кривая QH показывает напор (H) как функцию подачи (Q). Подача (Q) — это объем жидкости, проходящей через насос на единицу времени. Подача обычно выражается в кубических метрах в час (м³/ч), но в формулах используются кубические метры в секунду (м³/с). Типичная кривая QH показана на рисунке 2.5.

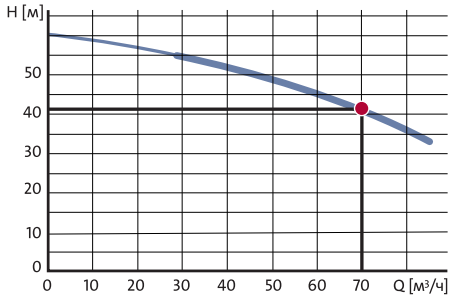


Рисунок 2.5: Типичная кривая QH центробежного насоса: при малой подаче напор высокий, при большой подаче напор низкий.

Построение кривой QH для заданного насоса производится с помощью установки, показанной на рисунке 2.6.
Насос запускается и работает с постоянной частотой вращения. При полном закрытии арматуры Q равно нулю, а H достигает максимального значения. При постепенном открытии арматуры Q увеличивается, а H уменьшается. H — это высота столба жидкости в открытой трубе за насосом. Кривая QH представляет собой последовательность точек, соответствующих парам значений Q и H, см. рисунок 2.5.

В большинстве случаев измеряется давление насоса $\Delta p_{полн}$, а напор H рассчитывается по следующей формуле:

$$H = \frac{\Delta p_{полн}}{\rho \cdot g} \; [м] \qquad (2.4)$$

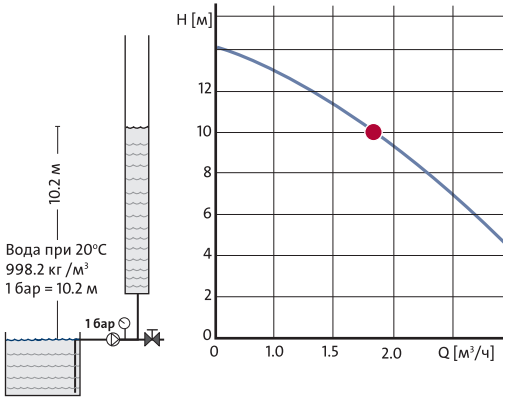


Рисунок 2.6: Кривая QH может быть построена с помощью установки с открытой трубой за насосом. H точно равен высоте столба жидкости в открытой трубе, при этом высота измеряется от уровня входа в насос.

Кривая QH будет точно такой же, если опыт, изображенный на рисунке 2.6, провести с жидкостью, плотность которой отличается от плотности воды. Таким образом, кривая QH не зависит от перекачиваемой жидкости. Это можно объяснить с помощью теории, приведенной в части 4, где доказано, что Q и H зависят от геометрии насоса и скорости вращения рабочего колеса, но не от плотности перекачиваемой жидкости.

Повышение давления в насосе можно измерить в метрах водяного столба (м вод. ст.). Метр водяного столба — это единица давления, которую нельзя путать с напором, выраженным в метрах. Как видно из таблицы физических свойств воды, при повышении температуры плотность воды существенно изменяется. Таким образом, необходимо выполнять преобразование давления в напор.

2.5 Давление насоса — описание давления насоса

2.5.1 Полное давление

Полное давление насоса рассчитывается как сумма трех составляющих:

$$\Delta p_{полн} = \Delta p_{стат} + \Delta p_{дин} + \Delta p_{вес} \quad [Па] \qquad (2.5)$$

где:

$\Delta p_{полн}$ — полное давление насоса, Па;

$\Delta p_{стат}$ — статическое давление насоса, Па;

$\Delta p_{дин}$ — динамическое давление насоса, Па;

$\Delta p_{вес}$ — разность барометрических давлений в точках установки датчиков давления, обусловленная различной высотой, Па.

2.5.2 Статическое давление

Статическое давление может быть измерено непосредственно с помощью датчика дифференциального давления, или можно установить датчики давления на входе и выходе насоса. В этом случае статическое давление может быть найдено по формуле:

$$\Delta p_{стат} = p_{стат.\,вых} - p_{стат.\,вх} \quad [Па] \qquad (2.6)$$

2.5.3 Динамическое давление

Динамическое давление (разность динамических давлений между входом и выходом насоса) определяется по следующей формуле:

$$\Delta p_{дин} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{вых}^{2} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{вх}^{2} \quad [Па] \qquad (2.7)$$

На практике при испытаниях насоса измерение динамического давления и скорости потока на входе и выходе насоса не производится. Вместо этого динамическое давление определяется расчетным методом на основе расхода жидкости и диаметра трубы на входе и выходе насоса:

$$\Delta p_{дин} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q}{\pi/4} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{D_{вых}^{\ 4}} - \frac{1}{D_{вх}^{\ 4}} \right) \quad [Па] \qquad (2.8)$$

Как следует из формулы, динамическое давление равно нулю, если диаметры трубы до и после насоса одинаковы.

2.5.4 Разность барометрических давлений

Разность барометрических давлений в точках установки датчиков давления на входе и выходе насоса может быть определена следующим образом:

$$\Delta p_{вес} = \Delta h \cdot \rho \cdot g \quad [Па] \qquad (2.9)$$

где:

Δz — разность высот между точками установки манометра, соединенного с трубой на выходе, и манометра, соединенного с трубой на входе.

Разность барометрических давлений имеет значение, только если Δz не равно нулю. Таким образом, положение отводов давления на трубе не имеет значения при определении разности барометрических давлений.

Если для измерения статического давления используется дифференциальный манометр, то разность барометрических давлений принимается равной нулю.

2.6 Уравнение энергии для течения идеальной жидкости

Согласно уравнению энергии для течения идеальной жидкости сумма энергии давления, кинетической энергии и потенциальной энергии является постоянной величиной. Это уравнение называется уравнением Бернулли по имени швейцарского физика Даниэля Бернулли.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g \cdot h = \text{Constant} \quad \left[\frac{м^2}{c^2}\right] \qquad (2.10)$$

Уравнение Бернулли справедливо при следующих условиях:

1. Течение установившееся — не изменяется со временем.
2. Жидкость несжимаема — справедливо для большинства жидкостей.
3. Течение без трения — потери на трение не учитываются.
4. Свободное течение — нет подвода механической энергии.

Формула (2.10) применяется для струйки жидкости или траектории частицы жидкости. Например, с помощью формулы может быть описано течение жидкости в диффузоре (2.10), но не поток через рабочее колесо, так как рабочее колесо подводит к жидкости механическую энергию.

В большинстве применений не все условия для уравнения энергии соблюдаются, Несмотря на это, уравнение может быть использовано для приблизительных вычислений.

2.7 Мощность

Кривые мощности показывают потребляемую мощность как функцию подачи, см. рисунок 2.7. Мощность выражается в ваттах (Вт). Следует различать три вида мощности, см. рисунок 2.8.

- Мощность насосной установки, передаваемая от внешнего источника к электродвигателю и контроллеру (P_1).
- Мощность насоса, передаваемая электродвигателем на вал (P_2).
- Полезная мощность, передаваемая от рабочего колеса насоса к жидкости ($P_{полезн}$).

Потребляемая мощность зависит от плотности жидкости. Кривые мощности обычно строятся для стандартной жидкости, имеющей плотность 1000 кг/м³, что соответствует воде при температуре 4°C. Таким образом, мощность, измеренная на жидкости с другой плотностью, должна быть пересчитана.

Обычно в заказных спецификациях P_1 приводится для комплектных изделий, в то время как P_2 приводится для насосов, поставляемых со стандартным электродвигателем.

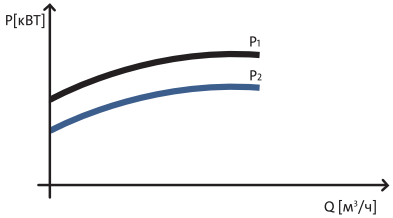


Рисунок 2.7: Кривые мощности P_1 и P_2.

Рисунок 2.8: Передача мощности в насосной установке.

2.7.1 Частота вращения

Подача, напор и потребляемая мощность изменяются в зависимости от частоты вращения насоса, см. раздел 3.4.4. Сравнение характеристик насоса возможно только если они построены для одинаковой частоты вращения. Возможно приведение характеристик к одинаковой скорости с использованием уравнений, приведенных в разделе 3.4.4.

2.8 Полезная мощность

Полезная мощность ($P_{полезн}$) — это мощность, передаваемая от насоса к жидкости. Как видно из следующей формулы, полезная мощность рассчитывается по подаче, напору и плотности.

$$P_{полезн} = H \cdot g \cdot \rho \cdot Q = \Delta p_{полн} \cdot Q \quad [Вт] \qquad (2.11)$$

Отдельная кривая полезной мощности обычно не приводится в заказных спецификациях, однако используется для расчета КПД насоса.

2.9 КПД

КПД насосной установки ($\eta_{полн}$) — это отношение полезной мощности к мощности насосной установки. На рисунке 2.9 показаны кривые КПД для насоса ($\eta_{полезн}$) и для насосной установки, включающей электродвигатель и контроллер ($\eta_{полн}$). Гидравлический КПД относится к P_2, а КПД насосной установки — к P_1:

$$\eta_{полезн} = \frac{P_{полезн}}{P_2} [\cdot 100\ \%] \qquad (2.12)$$

$$\eta_{полн} = \frac{P_{полезн}}{P_1} [\cdot 100\ \%] \qquad (2.13)$$

$$P_1 > P_2 > P_{полезн} [Вт] \qquad (2.14)$$

КПД всегда меньше 100 %, так как мощность насосной установки всегда больше, чем полезная мощность, вследствие потерь в контроллере, электродвигателе и насосе. КПД насосной установки (контроллер, электродвигатель и насос) является произведением отдельных КПД:

$$\eta_{полн} = \eta_{пч} \cdot \eta_{эл} \cdot \eta_{полн} [\cdot 100\ \%] \qquad (2.15)$$

где:
$\eta_{пч}$ = КПД контроллера (•100 %);
$\eta_{эл}$ = КПД электродвигателя (•100 %).

Подача, при которой насос имеет максимальный КПД, называется точкой оптимального режима или точкой наибольшего КПД ($Q_{ВЕР}$).

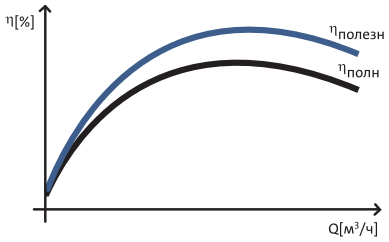


Рисунок 2.9: . Кривые КПД для насоса ($\eta_{полезн}$) и для насосной установки, включающей электродвигатель и контроллер ($\eta_{полн}$).

2.10 NPSH — допускаемый кавитационный запас

NPSH — это термин, описывающий условия, относящиеся к кавитации — нежелательного и вредного явления.

Кавитацией называется процесс образования пузырьков пара в областях, где локальное давление падает до значения давления насыщенного пара. Степень кавитации зависит от того, насколько низким будет давление в насосе. При кавитации происходит снижение напора и появление шума и вибрации.

Кавитация вначале возникает в областях наименьшего давления в насосе, чаще всего образуются на кромках лопаток на входе в рабочее колесо, см. рисунок 2.10.

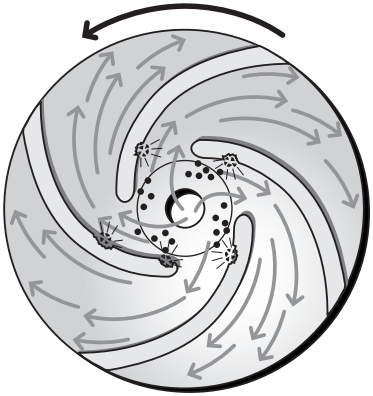


Рисунок 2.10: Кавитация.

Значение NPSH — абсолютное и всегда положительное. NPSH измеряется в метрах, как напор, см. рисунок 2.11. Так как NPSH измеряется в метрах, нет необходимости учитывать плотность различных жидкостей.

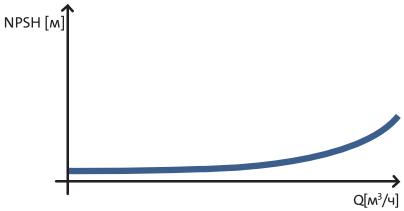


Рисунок 2.11: Кривая NPSH.

Существуют два различных значения NPSH: $NPSH_R$ и $NPSH_A$.

$NPSH_A$ обозначает имеющийся NPSH и определяет, насколько близко к парообразованию находится жидкость во всасывающем трубопроводе. $NPSH_A$ определяется по формуле:

$$NPSH_A = \frac{(p_{абс.вх.} - p_{н.п.})}{\rho \cdot g} \quad [м] \qquad (2.16)$$

где:

$p_{н.п.}$ — давление насыщенного пара жидкости при имеющейся температуре, Па. Давление насыщенных паров приведено в таблице «Физические свойства воды», приведенной в конце книги;

$p_{абс.вх.}$ — абсолютное давление во входном фланце, Па.

$NPSH_R$ обозначает требуемый NPSH и выражает наименьшее значение NPSH, требуемое для приемлемой работы насоса. Абсолютное давление на входе может быть рассчитано по заданному значению $NPSH_R$ и давлению насыщенных паров жидкости путем подстановки в формулу (2.16) $NPSH_R$ вместо $NPSH_A$.

Чтобы определить, может ли насос быть безопасно установлен в систему, следует найти $NPSH_A$ и $NPSH_R$ для наибольших значений подачи и температуры в пределах рабочего диапазона.

Рекомендуется добавить минимальный запас безопасности 0,5 м. В зависимости от применения может понадобиться больший запас безопасности. Например, для применений, чувствительных к шуму, или для мощных насосов, таких как питательные насосы котлов, европейская ассоциация производителей насосов рекомендует применять к значению $NPSH_{3\%}$ коэффициент безопасности S_A=1,2 - 2,0.

$$NPSH_A > NPSH_R = NPSH_{3\%} + 0.5 \quad [м] \quad \text{или} \qquad (2.17)$$

$$NPSH_A > NPSH_R = NPSH_{3\%} \cdot S_A \quad [м] \qquad (2.17a)$$

Риск кавитации в системах может быть снижен или исключен с помощью следующих мер:

- установка насоса ниже по отношению к уровню жидкости в открытых системах;
- повышение давления в закрытых системах;
- уменьшение длины линии всасывания для снижения потерь на трение;
- увеличение площади поперечного сечения всасывающего трубопровода для снижения скорости движения жидкости и, как следствие, уменьшения потерь на трение;
- исключение локальных падений давления, возникающих вследствие изгибов и других препятствий во всасывающем трубопроводе;
- снижение температуры жидкости для уменьшения давления паров.

Следующие два примера показывают, как рассчитывается NPSH.

Пример 2.1 Насос для подачи жидкости из колодца

Насос должен подавать жидкость из резервуара, уровень воды в котором на 3 метра ниже уровня насоса. Для расчета значения $NPSH_A$ необходимо знать потери на трение во всасывающем трубопроводе, температуру воды и барометрическое давление, см. рисунок 2.12.

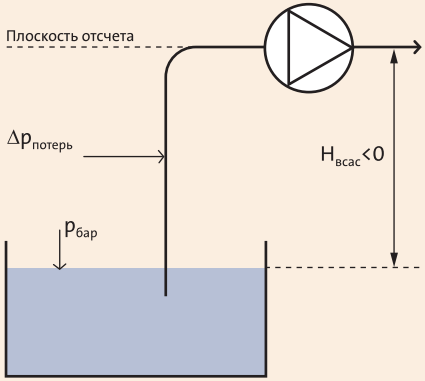


Рисунок 2.12: Схема работы насоса при подаче жидкости из колодца.

Температура воды 40°C
Барометрическое давление 101,3 кПа.
Потери давления во всасывающем трубопроводе при существующей подаче 3,5 кПа.
При температуре воды 40°C давление паров равно 7,37 кПа, а ρ равно 992,2 кг/м^3.
Значения взяты из таблицы «Физические свойства воды» в конце книги.
Для этой системы выражение $NPSH_A$ в формуле (2.16) может быть записано в следующем виде:

$$NPSH_A = \frac{(p_{бар} + \rho \cdot g \cdot H_{всас} - \Delta p_{потерь}) - p_{н.п.}}{\rho \cdot g} \; [м] \qquad (2.18)$$

$H_{всас}$— уровень воды относительно насоса. $H_{всас}$ может быть выше или ниже насоса и выражается в метрах. В этой системе уровень воды находится ниже насоса. Таким образом, $H_{всас}$ отрицательно, $H_{всас}$ = –3 м.
Значение $NPSH_A$ для системы:

$$NPSH_A = \frac{101300\ Па}{992.2кг/м^3 \cdot 9.81м/с^2} - 3м - \frac{3500\ Па}{992.2кг/м^3 \cdot 9.81м/с^2} - \frac{7375\ Па}{992.2кг/м^3 \cdot 9.81м/с^2}$$

$$NPSH_A = 6.3м$$

Насос, предназначенный для работы в рассматриваемой системе, должен иметь значение $NPSH_R$ меньше, чем 6,3 м минус запас безопасности 0,5 м. Таким образом, при существующей подаче для насоса требуется значение $NPSH_R$ меньшее, чем
6,3 – 0,5 = 5,8 м.

Пример 2.2 Насос в закрытой системе

В закрытой системе отсутствует свободная поверхность воды для использования в качестве плоскости отсчета. Этот пример показывает, как датчик давления, расположенный выше плоскости отсчета, может использоваться для определения абсолютного давления в линии всасывания, см. рисунок 2.13.

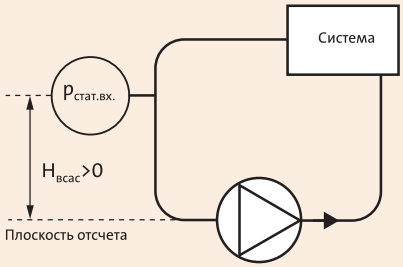


Рисунок 2.13: Схема закрытой системы

Измеренное относительное статическое давление на стороне всасывания $p_{стат.вх}$ = -27.9 кПа. Таким образом, в точке установки манометра имеется отрицательное давление. Манометр установлен выше насоса. Следовательно, разность между высотой манометра и высотой входа в рабочее колесо имеет положительное значение $H_{всас}$ = +3 м. Скорость в трубе, где измеряется давление, создает дополнительное динамическое давление 500 Па.
Барометрическое давление 101 кПа.
Рассчитанные потери на трение в трубах между точкой измерения ($p_{стат.вх.}$) и насосом $H_{потерь\ труб.}$ = 1м.
Температура системы 80°C.
Давление паров $p_{н.п.}$ = 47.4 кПа, плотность ρ = 973 кг/м³, значения взяты из таблицы «Физические свойства воды».
Для этой системы формула 2.16 для $NPSH_A$ имеет следующий вид:

$$NPSH_A = \frac{p_{стат.\ вх} + p_{бар} + 0.5 \cdot \rho \cdot V_1^2}{\rho \cdot g} + H_0 - H_{потерь} - \frac{p_{н.п.}}{\rho \cdot g}\ [м] \qquad (2.19)$$

Подстановка значений дает:

$$NPSH_A = \frac{-27900\ Па + 101000\ Па + 500\ Па}{973\ кг/м^3 \cdot 9.81 м/с^2} + 3м - 1м - \frac{47400\ Па}{973\ кг/м^3 \cdot 9.81 м/с^2}$$

$$NPSH_A = 4.7м$$

Несмотря на отрицательное давление в системе, значение $NPSH_A$ для существующего расхода превышает 4 м.

2.11 Осевая нагрузка

Осевая нагрузка является суммой сил, действующих на вал в осевом направлении, см. рисунок 2.14. Осевая нагрузка в основном возникает вследствие разности давлений на переднем и заднем диске рабочего колеса, см. раздел 1.2.5.

Значение и направление осевой нагрузки может использоваться для определения типоразмера подшипников и конструкции электродвигателя. Насосы с нагрузкой, направленной вверх, требуют применения фиксированных подшипников. Дополнительно к осевой нагрузке необходимо учесть силы, действующие на вал вследствие давления в системе. Пример кривой осевой нагрузки представлен на рисунке 2.15.

Осевая нагрузка связана с напором и поэтому пропорциональна квадрату скорости, см. разделы 3.4.4 и 4.5.

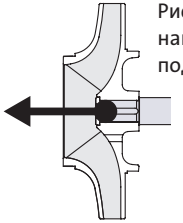


Рисунок 2.14: Осевая нагрузка в направлении подшипника.

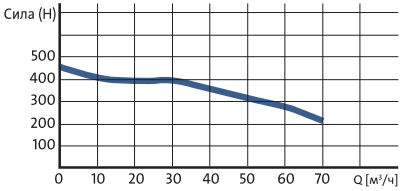


Рисунок 2.15: Пример кривой осевой нагрузки для насоса TP65-410.

2.12 Радиальная нагрузка

Радиальная нагрузка является суммой сил, действующих на вал в радиальном направлении, см. рисунок 2.16. Гидравлическая радиальная нагрузка возникает вследствие разности давлений в спиральной камере. Значение и направление изменяются в зависимости от подачи. Силы минимальны при расчетном режиме, см. рисунок 2.17. Для правильного выбора радиального подшипника важно знать значение радиальной нагрузки.

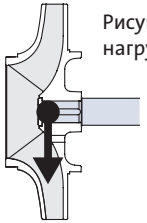


Рисунок 2.16: Радиальная нагрузка на подшипник.

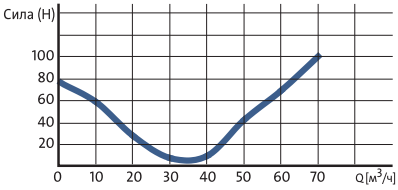


Рисунок 2.17: Пример кривой радиальной нагрузки для насоса TP65-410.

2.13 Выводы

В части 2 приведено объяснение терминов, применяемых для описания показателей насоса, и приведены кривые напора, мощности, КПД, NPSH и действия нагрузок. Кроме того, два термина — напор и NPSH — были пояснены на примерах расчета.

Часть 3

Работа насосов в системах

3.1 Один насос в системе

3.2 Параллельное подключение насосов

3.3 Последовательное подключение насосов

3.4 Регулирование насосов

3.5 Годовое потребление электроэнергии

3.6 Показатель энергоэффективности (EEI)

3.7 Выводы

3. Работа насосов в системах

В этой части описано, как насосы работают в системе и как можно регулировать их работу. Также объясняется, что такое показатель энергоэффективности для малых циркуляционных насосов.

Насос всегда соединен с системой, где с его помощью выполняется циркуляция или подъем жидкости. Энергия, которая передается от насоса к жидкости, частично теряется в результате трения в трубах или используется для увеличения напора.

Результатом введения насоса в систему является общая рабочая точка. Если для выполнения одной задачи объединяются несколько насосов, то общая характеристика насосов в системе может быть получена путем сложения характеристик насосов параллельно или последовательно подключенных. Регулируемые насосы адаптируются к системе с помощью изменения частоты вращения насоса. Регулирование частоты вращения насоса часто используется в системах отопления, когда требуемое количество тепла зависит от температуры окружающего воздуха, и системах водоснабжения, где расход воды меняется при открывании и закрывании кранов потребителем.

3.1 Один насос в системе

Характеристика системы описывается параболой, так как потери на трение увеличиваются пропорционально квадрату расхода. Характеристика системы имеет вид крутой параболы, если сопротивление в системе велико. Парабола становится более пологой при уменьшении сопротивления. Изменение установок арматуры в системе изменяет характеристики.

Рабочая точка находится там, где пересекаются характеристики насоса и системы.

В закрытых системах, см. рисунок 3.1, нет напора, когда система не работает. В этом случае характеристика системы проходит через точку (Q,H) = (0,0), как показано на рисунке 3.2.

В системах, где вода должна перемещаться с одного уровня на другой, см. рисунок 3.3, имеется постоянный перепад давлений между двумя резервуарами, соответствующий разности высот. Это вызывает дополнительный напор, который должен преодолеть насос. В этом случае характеристика системы проходит через точку (0,Hz), а не через точку (0,0), см. рисунок 3.4.

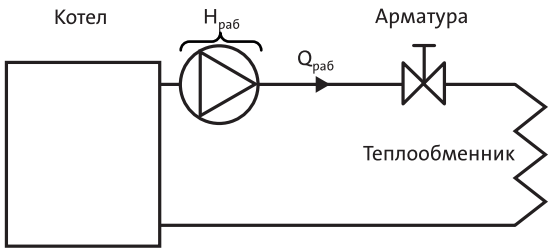


Рисунок 3.1. Пример закрытой системы

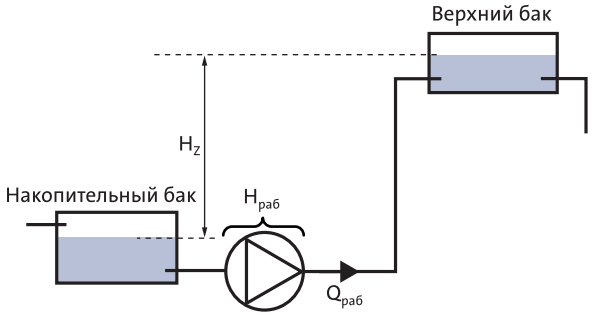


Рисунок 3.3. Пример открытой системы с положительным геодезическим подъемом

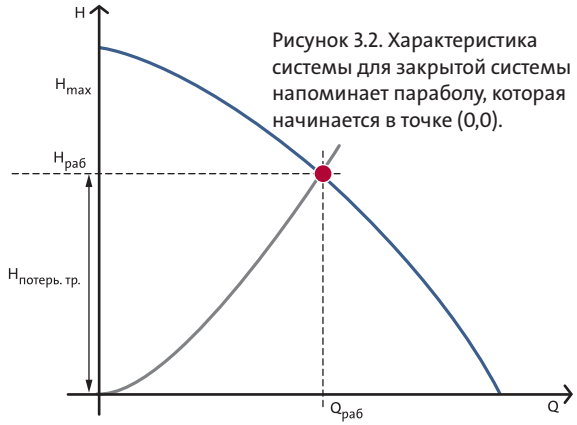


Рисунок 3.2. Характеристика системы для закрытой системы напоминает параболу, которая начинается в точке (0,0).

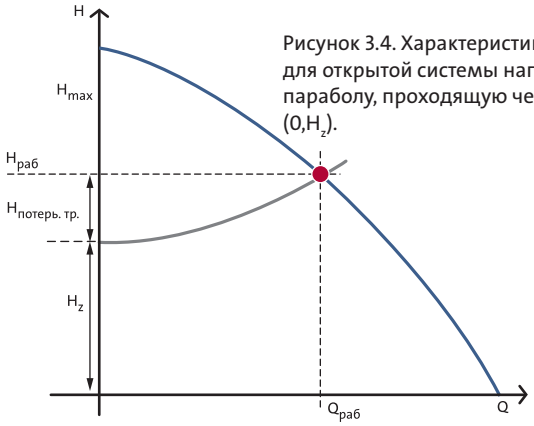


Рисунок 3.4. Характеристика системы для открытой системы напоминает параболу, проходящую через точку ($0,H_z$).

3.2 Параллельное подключение насосов

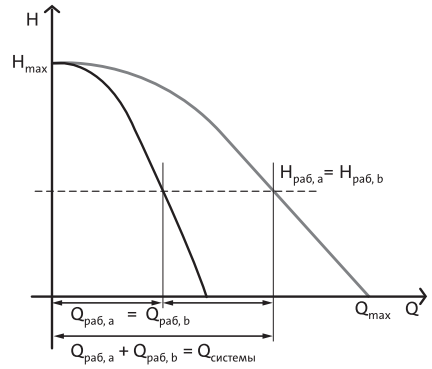
В системах, где имеют место большие изменения расхода, и при этом требуется поддерживать постоянное давление, могут быть подключены параллельно два или более насосов. Это часто используется в больших системах водоснабжения или в больших циркуляционных системах, например, в системах центрального отопления и в системах централизованного теплоснабжения.

Параллельное подключение насосов также используется, когда требуется выполнять регулирование или нужен вспомогательный или резервный насос. При использовании насосов имеется возможность регулировать подключение одного или нескольких насосов одновременно. Поэтому в нагнетательном трубопроводе всегда устанавливается перекидная заслонка, чтобы предотвратить противоток через неработающий насос.

Параллельно подключенными насосами также можно считать сдвоенные насосы, когда два насоса заключены в одном корпусе, в котором установлены один или несколько обратных клапанов для предотвращения противотока через насосы. Характеристика системы с параллельным подключением насосов получается с помощью сложения отдельных характеристик всех насосов по горизонтальной оси, см. рисунок 3.5.

Параллельное подключение насосов используется, например, в системах повышения давления, системах водоснабжения и системах водоснабжения больших домов. Путем использования в системах повышения давления двух или большего количества параллельно подключенных насосов можно добиться больших эксплуатационных преимуществ. Работа насоса с максимальным расходом обычно требуется в ограниченные периоды. Один большой насос в этом случае будет работать с меньшим КПД.

При использовании нескольких небольших насосов необходимо обратить внимание на управление, система должна управляться так, чтобы количество работающих насосов было минимальным и эти насосы работали в точке максимального КПД Для работы в оптимальной точке один из параллельно подключенных насосов должен иметь регулируемую частоту вращения.



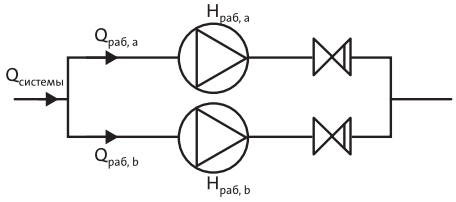


Рисунок 3.5. Параллельно подключенные насосы.

3.3 Последовательное подключение насосов

Центробежные насосы редко подключаются последовательно, но многоступенчатый насос можно считать несколькими подключенными последовательно одноступенчатыми насосами. Однако при этом отдельные ступени многоступенчатых насосов нельзя отключить.

Если один из насосов при последовательном подключении не работает, он вызывает значительное сопротивление в системе. Чтобы этого избежать, необходимо установить байпас с обратным клапаном, см. рисунок 3.6. Напор при заданном расходе для последовательно подключенных насосов находится с помощью сложения напоров отдельных насосов по вертикальной оси, как показано на рисунке 3.6.

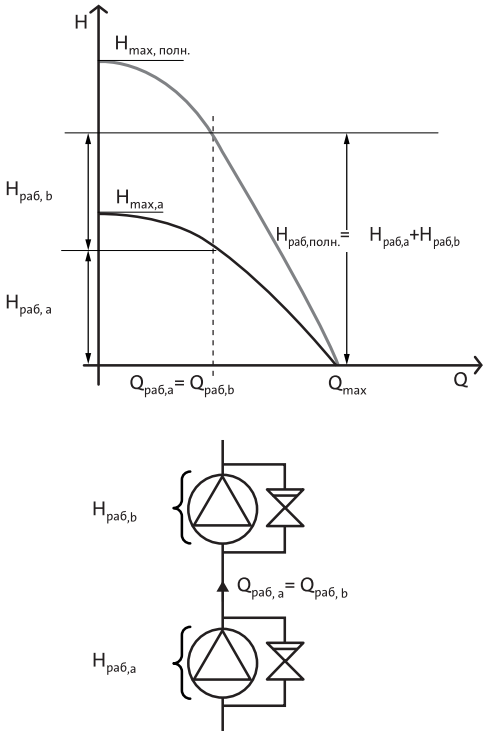


Рисунок 3.6. Последовательно подключенные насосы.

3.4 Регулирование насосов

Не всегда возможно подобрать насос, который точно соответствует требуемым показателям. Существует несколько методов регулирования характеристики насоса для обеспечения требуемых показателей. Наиболее распространенными методами являются:

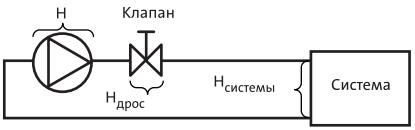
1. Дроссельное регулирование.
2. Регулирование перепускным клапаном.
3. Старт-стопное регулирование.
4. Регулирование частоты вращения.

Имеются и другие методы регулирования, например, прикрытие задвижки на выходе, настройка лопаток, обрезка рабочего колеса и предотвращение кавитации, которые дальше не представлены.

3.4.1 Дроссельное регулирование

Установив дроссельный клапан последовательно с насосом, можно изменить характеристику системы, см. рисунок 3.7. Сопротивление всей системы может регулироваться с помощью изменения установки клапана, и, следовательно, это может использоваться для регулирования расхода. Иногда с помощью установки дроссельного клапана можно снизить потребление электроэнергии. Однако это зависит от характеристики мощности, и, следовательно, от производительности насоса. Регулирование с помощью дроссельного клапана лучше всего подходит для насосов с относительно высоким давлением и малым расходом (насосы с низким n_q описанные в разделе 4.6), см. рисунок 3.8.

Рисунок 3.7. Принципиальная схема дроссельного регулирования



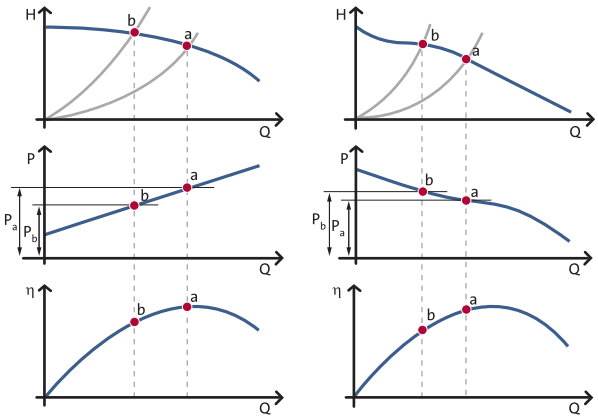


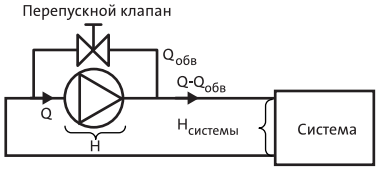
Рисунок 3.8. При дроссельном регулировании характеристика системы изменяется. Кривые слева показывают дросселирование насоса с низким n_q, а кривые справа показывают дросселирование насоса с высоким n_q.В обоих случаях рабочая точка сдвигается из точки a в точку b

3.4.2 Регулирование перепускным клапаном

Используемый для регулирования перепускной клапан устанавливается параллельно насосу, см. рисунок 3.9. Перепускной клапан направляет часть жидкости назад в линию всасывания и, следовательно, уменьшает напор. При использовании перепускного клапана насос работает, даже если система полностью перектрыта. Как и с дроссельным клапаном, иногда можно снизить потребление электроэнергии. Регулирование перепускным клапаном хорошо подходит для насосов с относительно низким напором и большим расходом (насосы с высоким n_q), см. рисунок 3.10.

В целом, как регулирование дроссельным клапаном, так и регулирование перепускным клапаном энергетически малоэффективны, и их следует избегать.

Рисунок 3.9. Перепускной клапан отводит часть жидкости назад в линию всасывания, и таким образом снижает расход



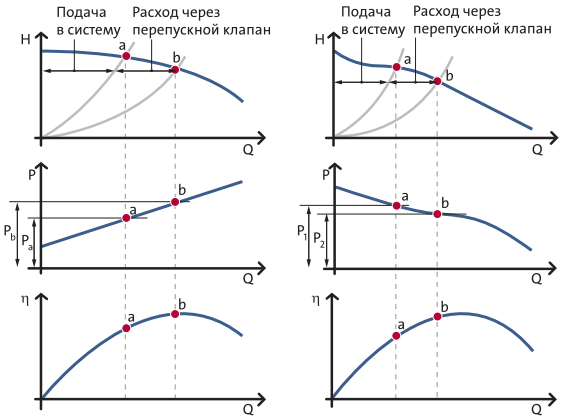


Рисунок 3.10. При регулировании перепускным клапаном характеристика системы изменяется. Слева показаны кривые насоса с низким n_q, справа показаны кривые насоса с высоким n_q. В обоих случаях рабочая точка сдвигается из точки a в точку b

3.4.3 Старт-стопное регулирование

В системах с переменным потреблением может лучше использовать вместо одного большого насоса несколько небольших насосов, подключенных параллельно. В этом случае в зависимости от потребления насосы могут включаться и выключаться, что обеспечивает более эффективную работу системы.

3.4.4 Регулирование частоты вращения

При регулировании частоты вращения насоса характеристики QH, мощности и NPSH изменяются. Пересчеты характеристик насоса при изменении его частоты вращения выполняются с помощью уравнений подобия. Это также описано в разделе 4.5:

$$Q_B = Q_A \cdot \frac{n_B}{n_A} \qquad (3.1)$$

$$H_B = H_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2 \qquad (3.2)$$

$$P_B = P_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3 \qquad (3.3)$$

$$NPSH_B = NPSH_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right) \qquad (3.4)$$

Индекс A в уравнениях указывает исходные значения, а индекс B указывает измененные значения.

Эти уравнения позволяют получить когерентные точки на параболе подобия на графике QH. Парабола подобия показана на рисунке 3.11.

На основании соотношения между характеристикой насоса и его частотой вращения могут быть получены различные регулировочные характеристики. Наиболее распространенными методами регулирования являются метод пропорционального регулирования и метод регулирования в режиме поддержания постоянного давления.

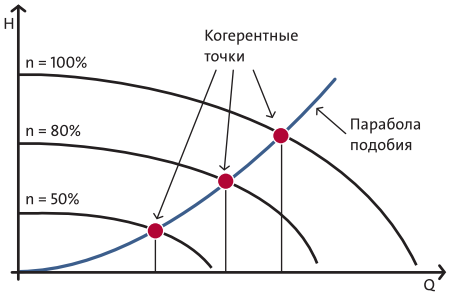


Рисунок 3.11. Парабола подобия на графике QH

Пропорциональное регулирование

Пропорциональное регулирование стремится поддержать напор насоса пропорционально его расходу. Это происходит в результате изменения частоты вращения насоса при изменении расхода. Регулирование может выполняться до максимальной частоты вращения, характеристика будет повторять частоту вращения. Характеристика пропорционального регулирования — это аппроксимированная характеристика системы, как описано в разделе 3.1, с помощью которой можно определить расход и напор при изменяющихся нагрузках.

Пропорциональное регулирование используется в закрытых системах, например, в системах отопления. Разность давлений, например, на клапанах радиатора, поддерживается почти постоянной, несмотря на изменение потребления тепла. Результатом этого является снижение потребления электроэнергии насосом и малый шум в клапанах.

На рисунке 3.12 показаны различные характеристики пропорционального регулирования.

Регулирование в режиме поддержания постоянного давления

С помощью регулирования в режиме поддержания постоянного давления можно поддерживать постоянное давление независимо от расхода. На графике QH характеристика насоса при регулировании в режиме поддержания постоянного давления имеет вид прямой горизонтальной линии, см. рисунок 3.13. Регулирование в режиме поддержания постоянного давления имеет преимущества при использовании в различных системах водоснабжения, где изменения потребления воды в месте отбора воды не должны оказывать влияния на давление в других точках отбора воды в системе.

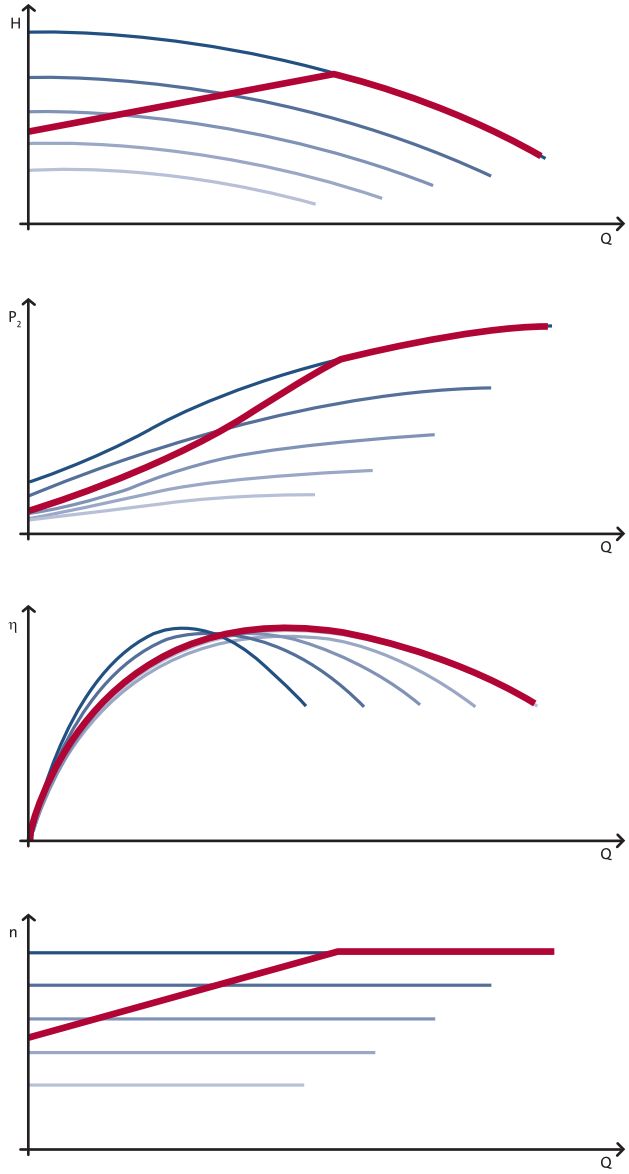


Рисунок 3.12. Пример пропорционального регулирования

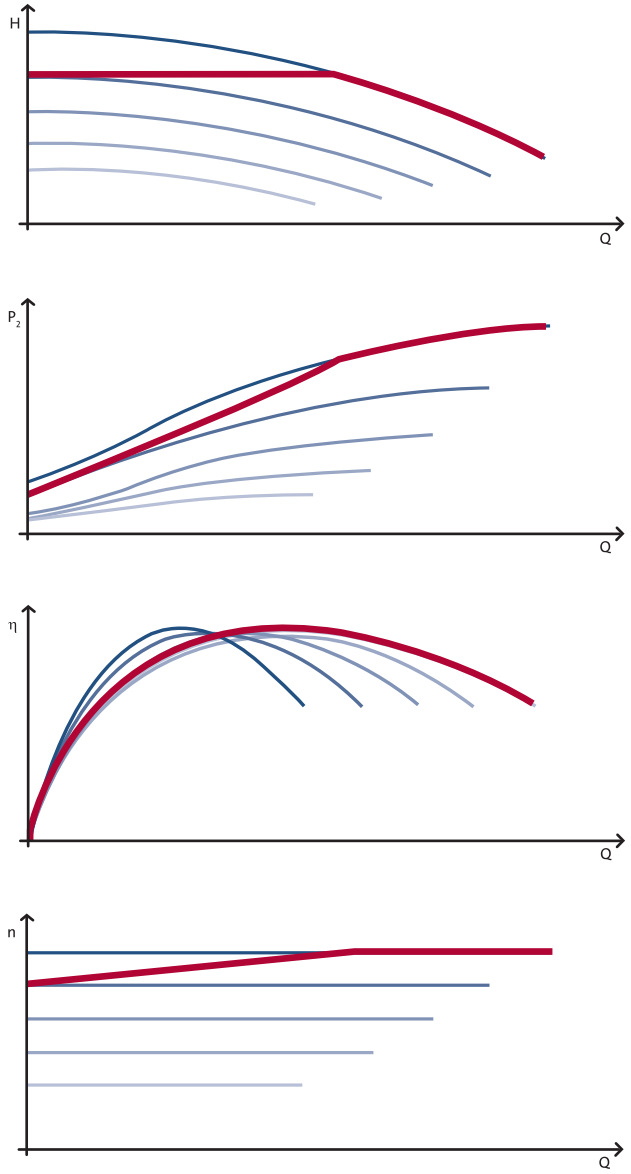


Рисунок 3.13. Пример регулирования в режиме поддержания постоянного давления

3.5. Годовое потребление электроэнергии

Существует определенная маркировка энергоэффективности оборудования. Этикетка с информацией об энергоэффективности имеется на малых циркуляционных насосах это позволяет выбрать насос, потребляющий минимальное количество электроэнергии. В мире установлено очень большое количество насосов, суммарное потребление ими электроэнергии велико. Минимизировать потребление энергии можно, используя насосы с регулируемой частотой вращения.

Данные об энергоэффективности основаны на множестве испытаний, дающих годовой отчет по расходу типового циркуляционного насоса. Результатом испытаний является нагрузка, определяемая номинальной рабочей точкой ($Q_{100\%}$) и соответствующим распределением времени работы насоса.

Номинальная рабочая точка — это точка на характеристике насоса, в которой произведение Q на H является максимальным. Соответствующая мощность для подачи обозначается как $P_{100\%}$, см. рисунок 3.14. На рисунке 3.15 показано распределение времени работы насоса для каждой точки подачи.

Суммарное потребление электроэнергии находится путем измерения потребления электроэнергии в разных рабочих точках и умножения измеренных значений на время работы, выраженное в процентах.

$$P_{общ} = 0.06 \cdot P_{100\%} + 0.15 \cdot P_{75\%} + 0.35 \cdot P_{50\%} + 0.44 \cdot P_{25\%} \qquad (3.5)$$

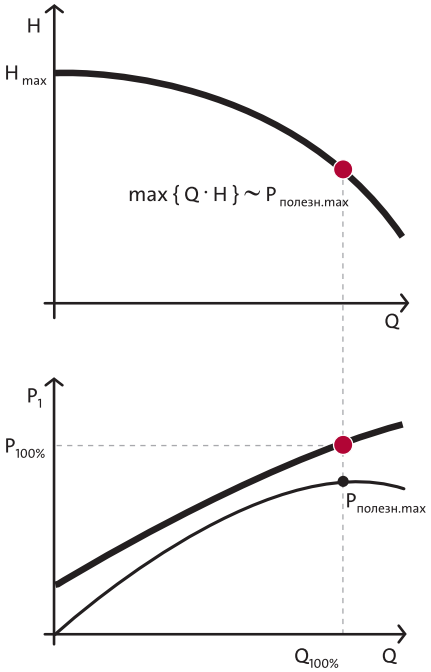


Рисунок 3.14. Кривая нагрузки

Подача, %	Время, %
100	6
75	15
50	35
25	44

Рисунок 3.15. Профиль нагрузки

3.6 Показатель энергоэффективности (EEI)

В 2003 году были проведены исследования значительной части имеющихся на рынке циркуляционных насосов. Целью этих исследований было получение базового типового потребления электроэнергии для определенного насоса. Результатом является график, представленный на рисунке 3.16. Построенный на основе этих исследований график позволяет определить типовое потребление электроэнергии усредненным насосом при заданном значении $P_{полезн.\ max}$.

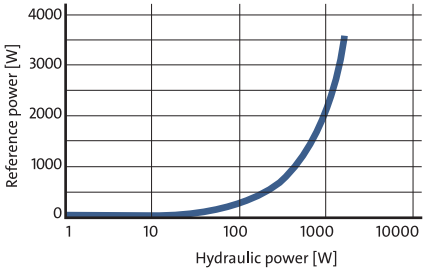


Рисунок 3.16. Базовая мощность как функция от $P_{полезн.\ max}$.

Показатель энергоэффективности определяется как отношение между типовой мощностью ($P_{общ}$) насоса и базовой кривой. Показатель энергоэффективности показывает, сколько энергии потребляет данный насос по сравнению с усредненным насосом на рынке в 2003 году.

$$EEI = \frac{P_{общ}}{P_{типовое}} \quad [-] \qquad (3.6)$$

Рисунок 3.17. Обозначение класса энергоэффективности до 01.01.2013 и Индекс энергоэффективности (EEI)

В соответствии с требованиями Директивы ЕС об энергопотребляющих продуктах No 641/2009 (сокращенно Директива EuP) вступившей в силу с 1 января 2013 года, производители обязаны снизить общее воздействие своей продукции на окружающую среду.

Только лучшие циркуляционные насосы класса А энергоэффективности (согласно ранней маркировки) соответствуют новым требованиям.

Индекс энергоэффективности (EEI) – это соотношение между годовым энергопотреблением насоса (например, ALPHA2) и стандартным энергопотреблением обычного циркуляционного насоса.

Использование насосов с регулированием частоты вращения снижает потребление электроэнергии посредством подстройки насосов к требуемым показателям. Для расчета показателя энергоэффективности используется базовая регулировочная характеристика системы, соответствующая характеристике системы отопления, см. рисунок 3.18. Характеристика насоса регулируется изменением частоты вращения насоса и пересекает базовую регулировочную характеристику системы вместо того, чтобы следовать характеристике при максимальной частоте вращения. Результатом этого является снижение потребляемой мощности в данной точке и, следовательно, лучший показатель энергоэффективности.

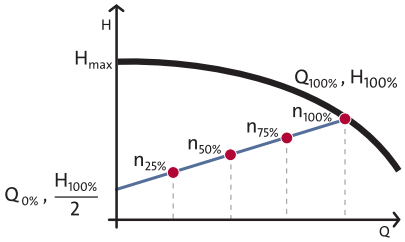


Рисунок 3.18. Базовая регулировочная характеристика.

3.7 Выводы

В части 3 рассмотрена связь между насосом и системой, начиная с одного циркуляционного насоса и заканчивая системами водоснабжения с несколькими параллельно подключенными многоступенчатыми насосами.

Также описаны самые распространенные методы регулирования с точки зрения энергоэффективности и введен термин «показатель энергоэффективности».

Часть 4

Теория насоса

4.1 Треугольники скоростей

4.2 Уравнение Эйлера для насоса

4.3 Форма лопатки и характеристика насоса

4.4 Использование уравнения Эйлера для насоса

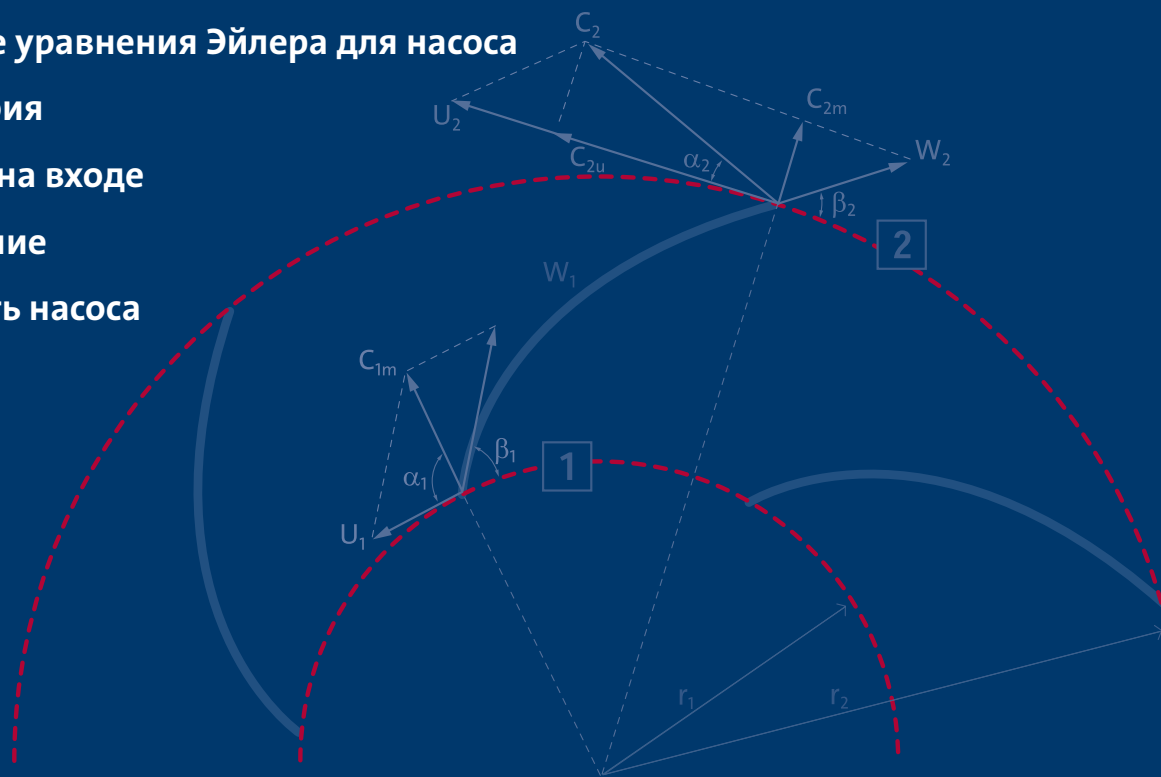
4.5 Правила подобия

4.6 Закручивание на входе

4.7 Проскальзывание

4.8 Быстроходность насоса

4.9 Выводы



4. Теория насоса

В этой части описаны теоретические основы преобразования энергии в центробежном насосе. Несмотря на то, что за последние два года были разработаны усовершенствованные методы расчетов, осталось еще много неясного при оценке работы насоса на основании фундаментальных и простых моделей.

При работе насоса энергия передается на вал в виде механической энергии. В рабочем колесе насоса эта энергия преобразуется в потенциальную (статическое давление) и кинетическую (скорость) энергию. Этот процесс описывается с помощью уравнения Эйлера для насоса, которое рассматривается в этой части. С помощью треугольника скоростей для течения на входе и выходе рабочего колеса для насоса может быть интерпретировано уравнение Эйлера и могут быть рассчитаны теоретическое значение напора без учета потерь и потребление электроэнергии.

Треугольники скоростей также могут использоваться для прогнозирования показателей насоса при изменении, например, частоты вращения, диаметра и ширины рабочего колеса.

4.1 Треугольники скоростей

Для жидкости, текущей через рабочее колесо, можно определить абсолютную скорость (C) как сумму относительной скорости (W) по отношению к рабочему колесу и тангенциальной скорости рабочего колеса (U). Эти векторы скоростей складываются путем векторного сложения, образуя треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Относительная и абсолютная скорости являются одинаковыми в неподвижных частях насоса.

Течение в рабочем колесе может быть описано с помощью треугольников скоростей, которые показывают направление и величину потока. Течение является трехмерным и для его полного описания необходимо построить схемы в двух плоскостях. Первой плоскостью является меридиональная плоскость, которая является разрезом по центральной оси насоса, и на которой показан край лопатки, см. рисунок 4.1. Здесь индекс 1 обозначает вход, а индекс 2 — выход. Так как тангенциальная скорость перпендикулярна этой плоскости, то на рисунке присутствуют только абсолютные скорости. В плоскости, показанной на рисунке 4.1, имеется только меридиональная скорость, C_m, направленная вдоль канала, которая является векторной суммой аксиальной скорости, C_a, и радиальной скорости, C_r.

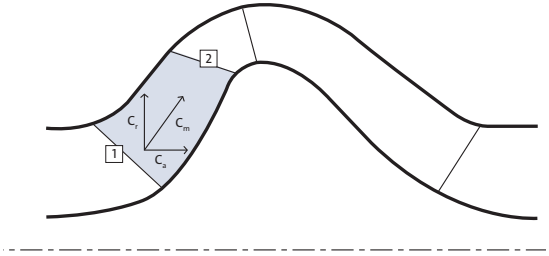
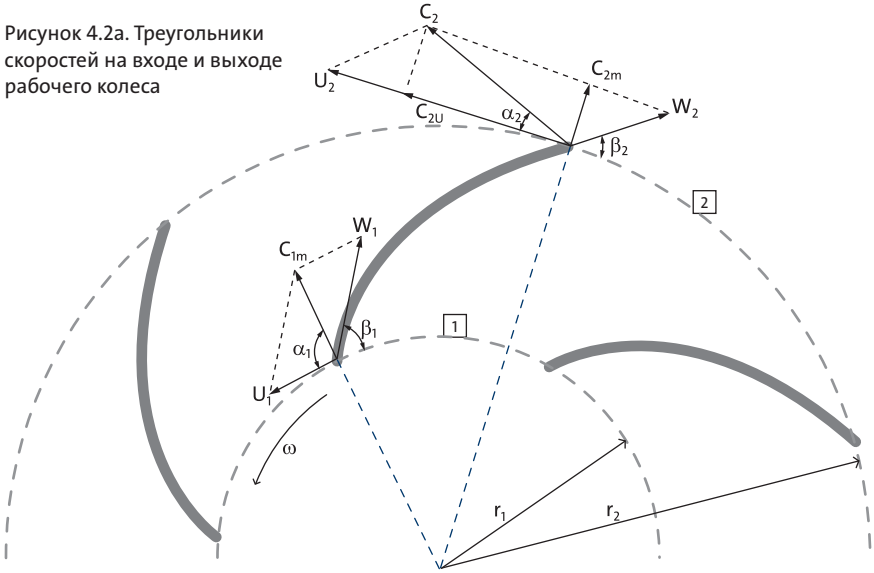


Рисунок 4.1. Меридиональный разрез

Рисунок 4.2a. Треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса



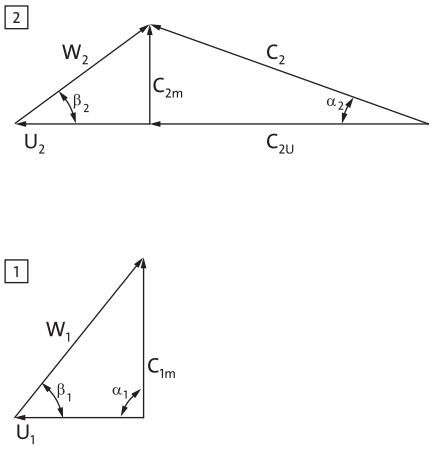


Рисунок 4.2b. Треугольники скоростей

Вторая плоскость определяется меридиональной скоростью и тангенциальной скоростью.

Примеры треугольников скоростей показаны на рисунке 4.2. Здесь U — это тангенциальная скорость рабочего колеса, а абсолютная скорость C — это скорость жидкости относительно окружения. Относительная скорость W — это скорость жидкости относительно вращающегося рабочего колеса. Углы α и β — это углы относительной и абсолютной скорости потока жидкости к тангенциальному направлению.

Треугольники скоростей могут быть проиллюстрированы двумя различными способами, и оба эти способа показаны на рисунках 4.2a и b. Как видно на рисунке, повторяются те же векторы. На рисунке 4.2a показаны векторы скорости относительно лопатки, а на рисунке 4.2b показаны векторы скорости, образующие треугольник.

Построив треугольники скоростей на входе и выходе, можно рассчитать напор насоса с помощью уравнения Эйлера, что будет описано в разделе 4.2.

4.1.1 Вход

Обычно предполагается, что поток в рабочем колесе является ламинарным. Это означает, что α_1=90°. Треугольник начерчен, как показано на рисунке 4.2, поз. 1, а значение C_{1m} вычислено на основании расхода и площади кольцевой области на входе.

Площадь кольцевой области может вычисляться различными способами в зависимости от типа рабочего колеса (радиальное рабочее колесо или радиально-осевое рабочее колесо), см. рисунок 4.3. Для радиального рабочего колеса:

$$A_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot b_1 \quad [м^2] \tag{4.1}$$

где:

r_1 = радиальное положение края входа рабочего колеса, м;

b_1 = высота лопатки на входе, м;

а для радиально-осевого рабочего колеса:

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{r_{1,\,ст} + r_{1,\,внутр}}{2} \right) \cdot b_1 \quad [м^2] \tag{4.2}$$

Весь поток должен проходить через кольцевую область. C_{1m} вычисляется из:

$$C_{1m} = \frac{Q_{р.к}}{A_1} \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.3}$$

Тангенциальная скорость U_1 равняется произведению радиуса на угловую скорость:

$$U_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \frac{n}{60} = r_1 \cdot \omega \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.4}$$

где:

ω = угловая скорость, $с^{-1}$

n = частота вращения, $мин^{-1}$

После построения треугольника скоростей (см. рисунок 4.4), на входе α_1, C_{1m} и U_1, можно вычислить угол относительной скорости потока β_1 .Без закручивания потока на входе (C_1 = C_{1m}) это дает:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \quad [-] \tag{4.5}$$

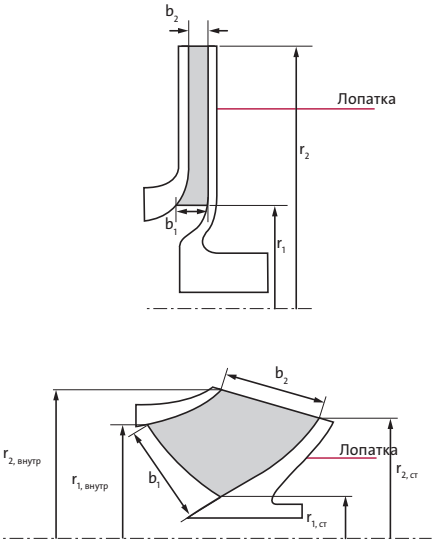


Рисунок 4.3. Радиальное рабочее колесо вверху, радиально-осевое рабочее колесо внизу

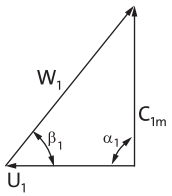


Рисунок 4.4. Треугольник скоростей на входе

4.1.2 Выход

На рисунке 4.2, поз. 2 показан треугольник скоростей на выходе. Для радиального рабочего колеса выходная площадь вычисляется по формуле:

$$A_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad [м^2] \tag{4.6}$$

а для радиально-осевого рабочего колеса:

$$A_2 = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{r_{2,\,ст} + r_{2,\,внутр}}{2} \right) \cdot b_2 \quad [м^2] \tag{4.7}$$

C_{2m} вычисляется так же, как для входа:

$$C_{2m} = \frac{Q_{р.к.}}{A_2} \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.8}$$

Тангенциальная скорость U вычисляется по формуле:

$$U_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \frac{n}{60} = r_2 \cdot \omega \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.9}$$

В начале расчета принимается, что β_2 имеет то же самое значение, что угол лопатки. Относительная скорость может быть вычислена по формуле:

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.10}$$

а C_{2U} as:

$$C_{2U} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_2} \quad \left[\frac{м}{с}\right] \tag{4.11}$$

Теперь треугольник скоростей на выходе определен и может быть построен, см. рисунок 4.5.

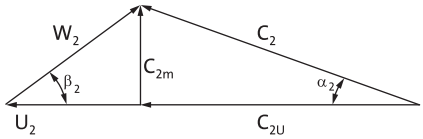


Рисунок 4.5. Треугольник скоростей на выходе.

4.2 Уравнение Эйлера для насоса

Уравнение Эйлера является самым важным уравнением, которое используется для расчета насоса. Это уравнение может быть выведено различными способами. Описанный здесь метод включает в себя контрольный объем, ограниченный рабочим колесом, уравнение сохранения момента движения, описывающее силы течения, и треугольники скоростей на входе и выходе.

Контрольный объем — это воображаемый ограниченный объем, который используется для составления уравнений равновесия. Уравнение равновесия может быть составлено для моментов, энергии и других параметров рассматриваемого потока. Уравнение сохранения момента движения является одним из уравнений равновесия, которое связывает массовый расход и скорость с диаметром рабочего колеса. Контрольный объем между 1 и 2, как показано на рисунке 4.6. часто используется для расчета рабочего колеса.

Нас интересует баланс крутящих моментов. Крутящий момент (T) на приводном валу соответствует крутящему моменту, создаваемому потоком жидкости, проходящему через рабочее колесо с массовым расходом $m = \rho Q$:

$$T = m \cdot (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \quad [Н•м] \qquad (4.12)$$

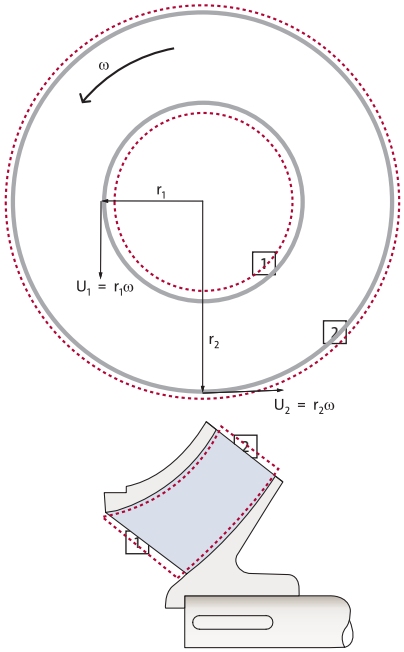


Рисунок 4.6. Контрольный объем для рабочего колеса

Умножив крутящий момент на угловую скорость, получим выражение для мощности насоса (P_2). При этом, умножив радиус на угловую скорость, получим тангенциальную скорость, $r_2 w = U_1$. Отсюда:

$$\begin{aligned} P_2 &= T \cdot \omega \quad [Вт] \qquad (4.13) \\ &= m \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot C_{2U} - r_1 \cdot C_{1U}) \\ &= m \cdot (\omega \cdot r_2 \cdot C_{2U} - \omega \cdot r_1 \cdot C_{1U}) \\ &= m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \\ &= Q \cdot \rho \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \end{aligned}$$

Согласно уравнению энергии, полезная мощность, добавленная к жидкости, может быть записана как повышение давления $\Delta p_{полн}$ на рабочем колесе, умноженное на расход Q:

$$P_{полезн} = \Delta p_{полн} \cdot Q \quad [Вт] \qquad (4.14)$$

Напор вычисляется по формуле:

$$H = \frac{\Delta p_{полн}}{\rho \cdot g} \quad [м] \qquad (4.15)$$

а выражение для полезной мощности может быть записано как:

$$P_{полезн} = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g = m \cdot H \cdot g \quad [Вт] \qquad (4.16)$$

Если считать, что в потоке нет потерь, то полезную и механическую мощность можно считать равными.

$$\begin{aligned} & P_{полезн} = P_2 \qquad (4.17) \\ \Updownarrow \quad & m \cdot H \cdot g = m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}) \\ \Updownarrow \quad & H = \frac{(U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U})}{g} \end{aligned}$$

Это уравнение известно как уравнение Эйлера и выражает напор рабочего колеса при заданных значениях тангенциальной и абсолютной скорости на входе и выходе. Если для треугольников скоростей применить тригонометрические соотношения, то уравнение Эйлера для насоса может быть записано в виде суммы трех слагаемых:

- статический напор как следствие центробежной силы;
- статический напор как следствие изменения скорости на рабочем колесе;
- динамический напор

$$H = \underbrace{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g}}_{\text{Статистический напор как следствие центробежной силы}} + \underbrace{\frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot g}}_{\text{Статистический напор как следствие изменения скорости на рабочем месте}} + \underbrace{\frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g}}_{\text{Динамический напор}} \quad [м] \qquad (4.18)$$

Если нет потока через рабочее колесо и считается, что нет закручивания потока на входе, то напор определяется только тангенциальной скоростью (4.17), где $C_{2U} = U_2$:

$$H_0 = \frac{U_2^2}{g} \quad [м] \qquad (4.19)$$

При расчете насоса часто считается, что нет закручивания потока на входе, то есть, C_{1U} равно нулю.

$$H = \frac{U_2 \cdot C_{2U}}{g} \quad [м] \qquad (4.20)$$

4.3 Форма лопатки и характеристика насоса

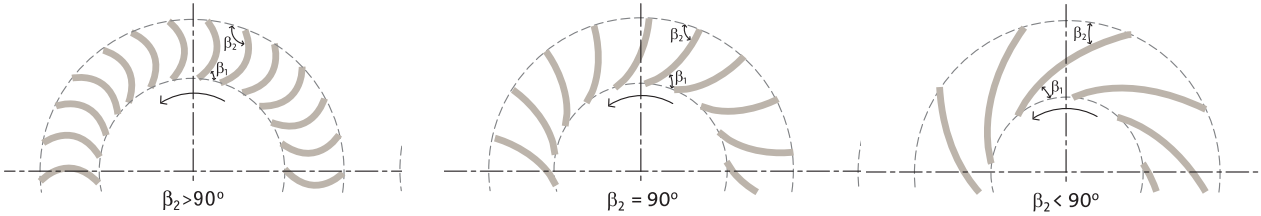


Рисунок 4.7. Форма лопаток в зависимости от угла выхода

Если считается, что нет закручивания потока на входе (C_{1U} =0), то уравнение Эйлера для насоса (4.17) и уравнения (4.6), (4.8), (4.11) показывают, что напор изменяется линейно с изменением расхода, и что угол наклона зависит от угла выхода β_2:

$$H = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot \tan(\beta_2)} \cdot Q \quad [м] \qquad (4.21)$$

На рисунках 4.7 и 4.8 показана зависимость теоретической характеристики насоса от формы лопатки, выраженной с помощью β_2.

Однако реальные характеристики насосов отличаются от линейных из-за различных потерь, проскальзывания потока, образование турбулентности потока на входе и др. Это обсуждается в части 5.

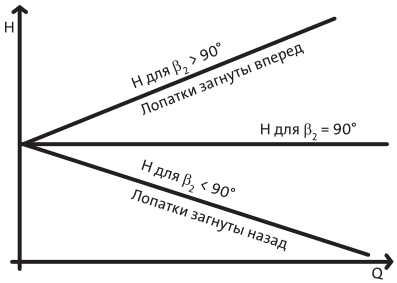


Рисунок 4.8. Теоретические характеристики насоса, вычисленные по формуле (4.21).

4.4 Использование уравнения Эйлера для насоса

Существует тесная связь между геометрией рабочего колеса, уравнением Эйлера для насоса и треугольниками скоростей, которая может быть использована для предсказания влияния изменения геометрии рабочего колеса на напор.

Одна из частей уравнения Эйлера для насоса может быть определена в треугольнике скоростей на выходе, см. рисунок 4.9.

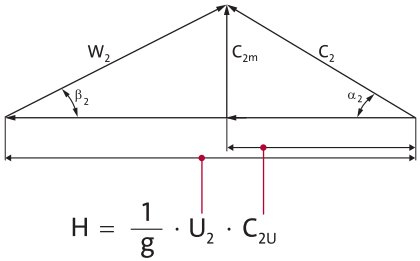


Рисунок 4.9. Уравнение Эйлера для насоса и соответствующие векторы треугольника скоростей

Треугольник скоростей можно использовать для качественных оценок влияния изменения геометрии рабочего колеса и его частоты вращения на характеристику насоса.

Далее обсуждается влияние уменьшения ширины выхода b_2 на треугольники скоростей. Например, из уравнений (4.6) и (4.8) видно, что скорость C_{2m} обратно пропорциональна b_2. Следовательно, C_{2m} увеличивается, когда b_2 уменьшается. U_2 в уравнении (4.9) не зависит от b_2 и остается постоянным. Угол лопатки β_2 не изменяется при изменении b_2.

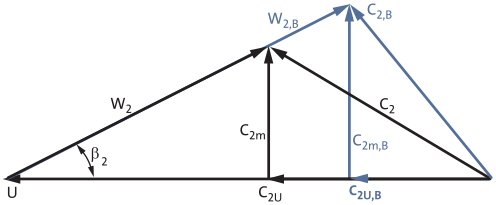


Рисунок 4.10. Треугольник скоростей с измененной шириной выхода b_2

В следующей ситуации треугольник скоростей может быть таким, как показано на рисунке 4.10. Рисунок показывает, что скорости C_{2U} и C_2 будут уменьшаться, а W_2 будет увеличиваться. Напор будет уменьшаться согласно уравнению (4.21). Мощность, которая пропорциональна произведению расхода на напор, будет уменьшаться соответственно. Напор при нулевом расходе, см. формулу (4.20), пропорционален U_2^2 и поэтому в данном случае не изменяется. На рисунке 4.11 показаны характеристики насоса до и после изменения.

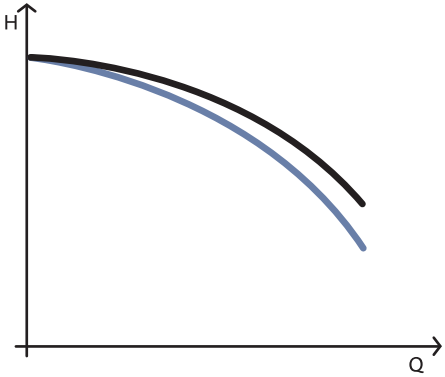


Рисунок 4.11. Изменение характеристики напора в результате изменения b_2

Аналогичный анализ может быть выполнен для случая, когда изменяется форма лопатки, см. раздел 4.3, а также для случая, когда изменяется как частота вращения, так и геометрия, см. раздел 4.5.

4.5 Правила подобия

С помощью так называемых правил подобия можно предсказать последствия некоторых изменений геометрии и частоты вращения с большой точностью. Эти правила действуют при условии, что треугольники скоростей до и после изменения являются геометрически подобными. В приведенных ниже формулах, выведенных в разделе 4.5.1, индекс A относится к исходной геометрии, а индекс B — к геометрии после масштабирования.

$$\left.\begin{aligned} Q_B &= Q_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right) \\ H_B &= H_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2 \\ P_B &= P_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3 \end{aligned}\right\} \text{Масштабирование частоты вращения} \qquad (4.22)$$

$$\left.\begin{aligned} Q_B &= Q_A \cdot \left(\frac{D_B^2 \cdot b_B}{D_A^2 \cdot b_A}\right) \\ H_B &= H_A \cdot \left(\frac{D_B}{D_A}\right)^2 \\ P_B &= P_A \cdot \left(\frac{D_B^4 \cdot b_B}{D_A^4 \cdot b_A}\right) \end{aligned}\right\} \text{Геометрическое масштабирование} \qquad (4.23)$$

На рисунке 4.12 показан пример изменения характеристик напора и мощности для насоса, рабочее колесо которого обтачивалось до разных диаметров для того, чтобы оно подходило для электродвигателей с разными характеристиками, имеющими одну и ту же частоту вращения. Представленные на этом рисунке характеристики получены с помощью формулы (4.26).

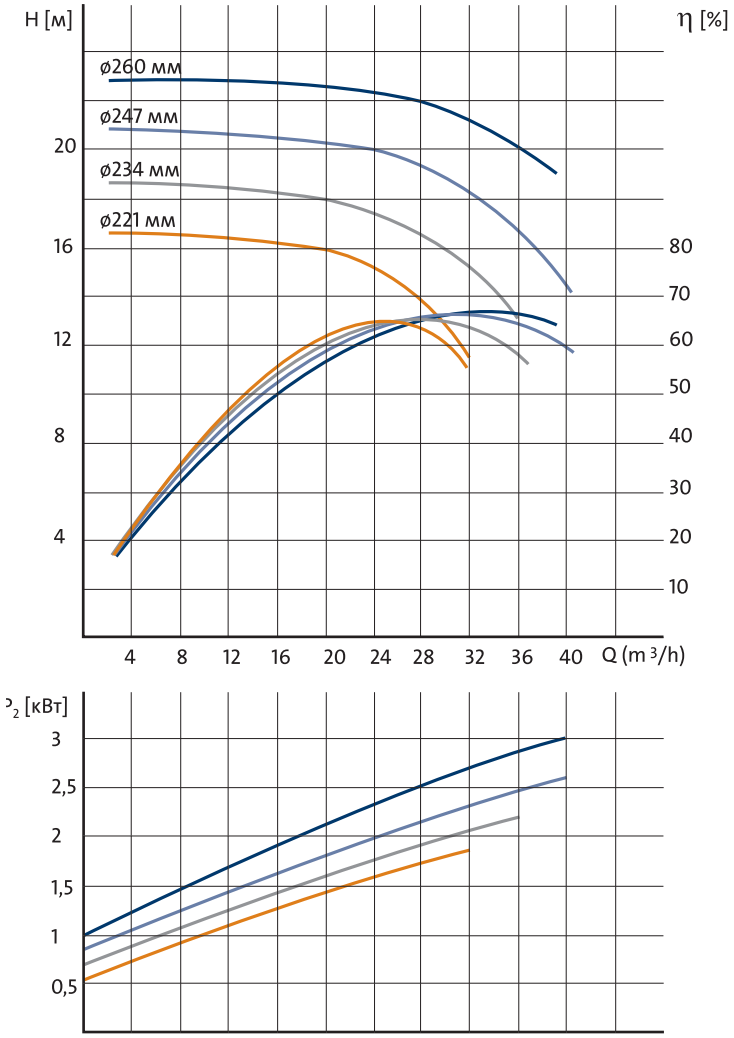


Рисунок 4.12. Примеры характеристик для обточенных рабочих колес с разными диаметрами при одинаковой частоте вращения

4.5.1 Применения правил подобия

Метод подобия является очень точным при увеличении или уменьшении частоты вращения и при использовании геометрического масштабирования во всех направлениях (3D масштабирование). Правила подобия также могут использоваться при изменении ширины выхода и диаметра выхода (2D-масштабирование).

Если треугольники скоростей подобны, то отношения соответствующих сторон треугольников до и после изменения всех составляющих не изменяются, см. рисунок 4.13. Таким образом, скорости относятся друг к другу, как:

$$\frac{U_B}{U_A} = \frac{C_{m,B}}{C_{m,A}} = \frac{C_{u,B}}{C_{u,A}} \qquad (4.24)$$

Тангенциальная скорость определяется частотой вращения n и наружным диаметром D_2. Приведенное выше выражение для отношения составляющих до и после изменения диаметра рабочего колеса может быть записано как:

$$\frac{U_B}{U_A} = \frac{n_B \cdot D_{2,B}}{n_A \cdot D_{2,A}} \qquad (4.25)$$

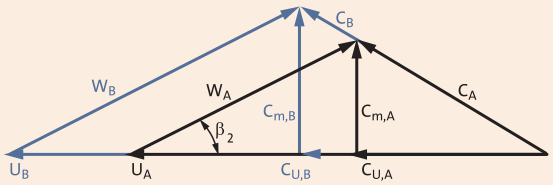


Рисунок 4.13. Треугольник скоростей для масштабированного насоса

Если пренебречь турбулентностью потока на входе, то изменения расхода, напора и потребляемой мощности могут быть выражены следующим образом.

Расход:

$$Q = A_2 \cdot C_{2m} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{2m} \qquad (4.26)$$

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{\pi \cdot D_{2,B} \cdot b_{2,B}}{\pi \cdot D_{2,A} \cdot b_{2,A}} \cdot \frac{C_{2m,B}}{C_{2m,A}} = \frac{\pi \cdot D_{2,B} \cdot b_{2,B} \cdot n_B \cdot D_{2,B}}{\pi \cdot D_{2,A} \cdot b_{2,A} \cdot n_A \cdot D_{2,A}} = \left(\frac{D_{2,B}}{D_{2,A}}\right)^2 \cdot \frac{b_{2,B}}{b_{2,A}} \cdot \frac{n_B}{n_A}$$

Напор:

$$H = \frac{U_{2,A} \cdot C_{2U,A}}{g} \qquad (4.27)$$

$$\frac{H_B}{H_A} = \frac{U_{2,B} \cdot C_{2U,B} \cdot g}{U_{2,A} \cdot C_{2U,A} \cdot g} = \frac{U_{2,B} \cdot C_{2U,B}}{U_{2,A} \cdot C_{2U,A}} = \frac{n_B \cdot D_{2,B} \cdot n_B \cdot D_{2,B}}{n_A \cdot D_{2,A} \cdot n_A \cdot D_{2,A}} = \left(\frac{D_{2,B}}{D_{2,A}}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2$$

Потребляемая мощность:

$$P = Q \cdot \rho \cdot U_2 \cdot C_{2U} \qquad (4.28)$$

$$\frac{P_B}{P_A} = \frac{Q_B \cdot \rho \cdot U_{2,B} \cdot C_{2U,B}}{Q_A \cdot \rho \cdot U_{2,A} \cdot C_{2U,A}} = \frac{Q_B}{Q_A} \cdot \frac{U_{2,B} \cdot C_{2U,B}}{U_{2,A} \cdot C_{2U,A}} = \frac{Q_B}{Q_A} \cdot \frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{D_{2,B}}{D_{2,A}}\right)^4 \frac{b_{2,B}}{b_{2,A}} \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3$$

4.6 Турбулентность на входе

Турбулентность потока означает, что жидкость закручивается перед тем как попасть в рабочее колесо. Жидкость может закручиваться в двух направлениях: в том же направлении, в котором вращается рабочее колесо, или в направлении, противоположном вращению рабочего колеса. Закручивание жидкости на входе является следствием нескольких факторов и может быть как желательным, так и нежелательным. В некоторых случаях закручивание жидкости на входе может использоваться для корректировки напора и потребляемой мощности.

В многоступенчатых насосах жидкость продолжает закручиваться, когда она выходит из направляющих лопаток предыдущей ступени. Само рабочее колесо может создать закручивание жидкости на входе, так как жидкость передает вращение рабочего колеса назад на вход вследствие вязкости. На практике можно попытаться устранить закручивание жидкости, создаваемое самим рабочим колесом, установив лопатки на входе. На рисунке 4.14 показано, как закручивание жидкости на входе влияет на треугольник скоростей на входе.

Согласно уравнению Эйлера для насоса, закручивание жидкости на входе соответствует значению C_{1U}, которое отлично от нуля, см. рисунок 4.14. Изменение C_{1U}, а также изменение закручивания жидкости на входе приводит к изменению напора и полезной мощности. Закручивание жидкости в направлении вращения рабочего колеса приводит к уменьшению напора, а закручивание жидкости в противоположном направлении приводит к увеличению напора. Важно заметить, что при этом не возникает потерь.

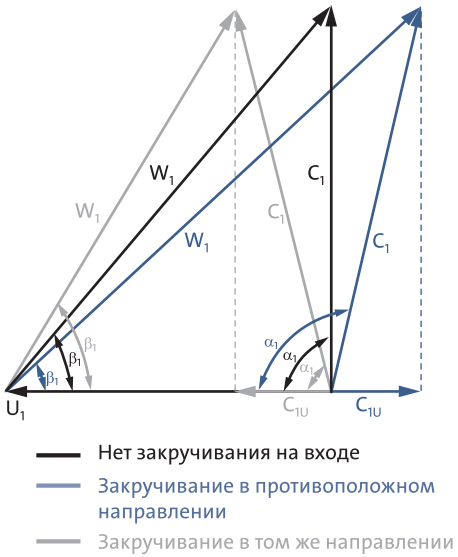


Рисунок 4.14. Треугольник скоростей на входе при одинаковом расходе и разном закручивании на входе

4.7 Проскальзывание

При применении уравнения Эйлера для насоса считается, что поток следует за лопаткой. Однако на практике это не так, так как угол потока обычно меньше, чем угол лопатки. Такое явление называется проскальзыванием.

Однако между углом потока и углом лопатки существует тесная связь. Для рабочего колеса, имеющего бесконечное количество бесконечно тонких лопаток, линия потока будет иметь такую же форму, как лопатка. Когда угол потока и угол лопатки одинаковы, поток соответствует лопатке, см. рисунок 4.15.

Для реального рабочего колеса, имеющего ограниченное количество лопаток конечной толщины, поток не будет полностью повторять форму лопатки. Вследствие этого тангенциальная скорость на выходе рабочего колеса уменьшается.

При расчете рабочего колеса нужно учитывать различие между углом потока и углом лопатки. Это выполняется путем введения эмпирических коэффициентов проскальзывания в расчеты треугольников скоростей, см. рисунок 4.16. Эмпирические коэффициенты проскальзывания в этой книге не обсуждаются.

Следует подчеркнуть, что проскальзывание потока в насосе не является источником потерь, а только отражает то, что поток не точно следует лопатке.

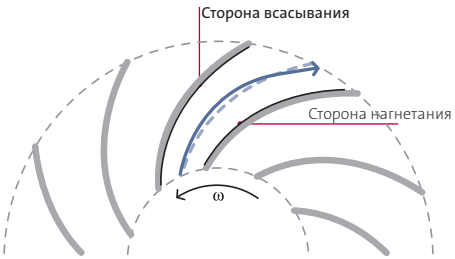
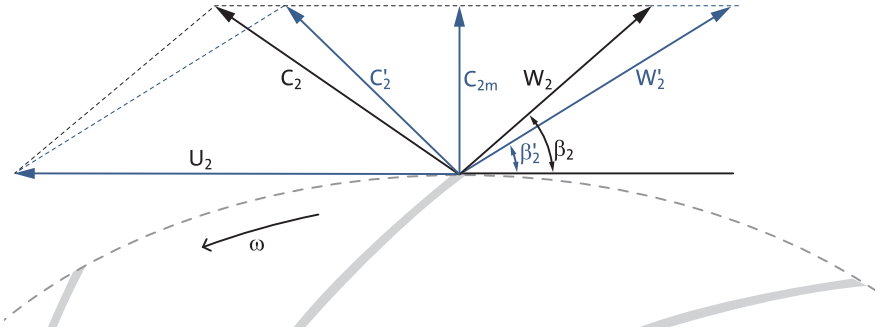


Рисунок 4.15. Линия тока, повторяющая форму лопатки: пунктирная линия.



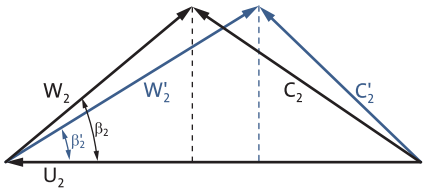


Рисунок 4.16. Треугольники скоростей, верхний индекс ‘ показывает скорости с проскальзыванием
Фактическая линия тока: сплошная линия

4.8 Быстроходность насоса

Как описано в части 1, существует много различных классификаций насосов, например, насосы классифицируются по применению или по типоразмеру фланца. С точки зрения гидромеханики такая классификация не очень целесообразна, так как она делает почти невозможным сравнение насосов разной конструкции и разного применения.

Поэтому для классификации насосов используется их быстроходность (n_q). Быстроходность насоса может выражаться в различных единицах. В Европе широко используется следующая формула:

$$n_q = n_d \cdot \frac{Q_d^{1/2}}{H_d^{3/4}} \qquad (4.29)$$

где:

n_d = частота вращения в расчетной точке, мин$^{-1}$;

Q_d = расход в расчетной точке, м^3/с;

H_d = напор в расчетной точке, м.

Выражение для n_q может быть получено из уравнений (4.22) и (4.23) как частота вращения насоса, при которой обеспечивается напор 1 м при расходе 1 м^3/с.

По быстроходности можно предсказать форму рабочего колеса и характеристики насоса. см. рисунок 4.17.

Насосы с низкой быстроходностью, так называемые насосы с низким n_q, имеют рабочие колеса с большим диаметром выхода по сравнению с диаметром входа. Характеристики напора сравнительно плоские, а кривые мощности имеют положительный наклон во всем диапазоне подачи.

Наоборот, насосы с высокой быстроходностью, так называемые насосы с высоким n_q, имеют рабочие колеса, диаметр которых мал по сравнению с шириной. Характеристики напора обычно спадающие и имеют тенденцию образовывать седловые точки. Характеристики насоса спадают при росте расхода. Насосы разных типоразмеров и разных типов имеют различные максимальные КПД

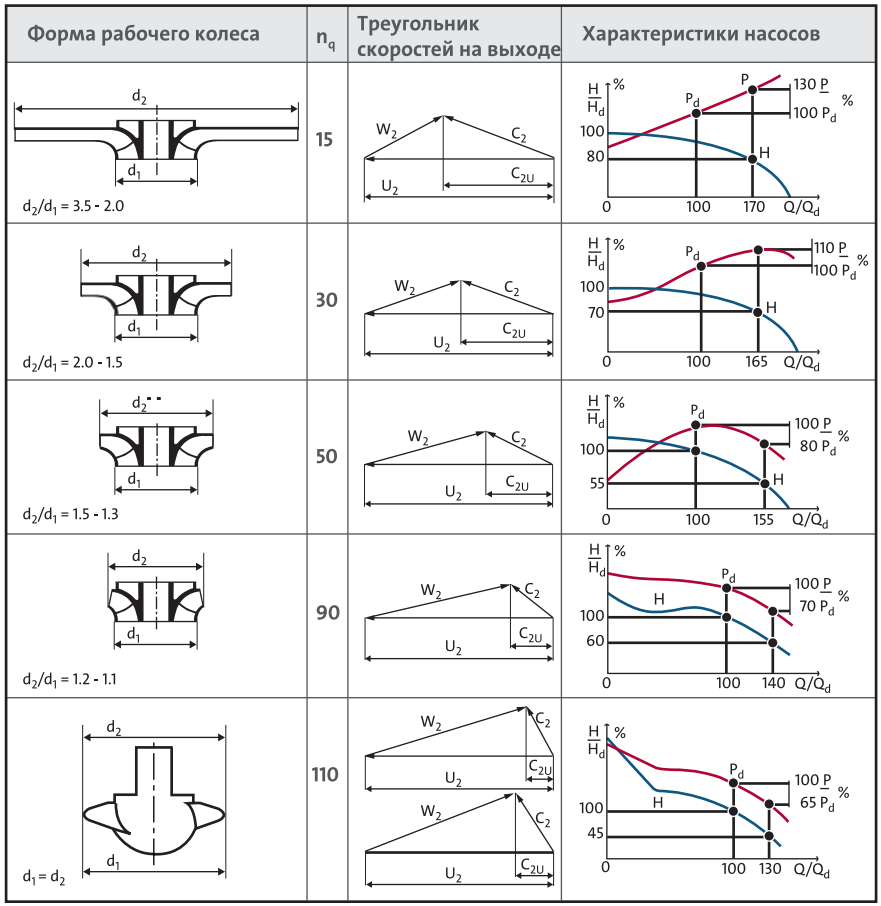


Рисунок 4.17. Форма рабочего колеса, треугольник скоростей на выходе, и характеристика насоса как функция быстроходности n_q

4.9 Выводы

В этой части рассмотрены основные физические условия, которые являются основой для расчета насосов. Было рассмотрено уравнение Эйлера для насоса, и показаны примеры того, как это уравнение может использоваться для предсказания характеристик насоса. Кроме этого, приведены уравнения подобия и показано, как правила подобия могут использоваться для масштабирования характеристик насоса. И наконец, введена концепция быстроходности насоса и показано, как на этой основе может выполняться классификация насосов.

Часть 5

Потери в насосах

5.1 Виды потерь

5.2 Механические потери

5.3 Гидравлические потери

5.4 Распределение потерь как функция быстроходности насоса

5.5 Выводы

5. Потери в насосах

Как описано в части 4, уравнение Эйлера для насоса представляет простое описание показателей рабочего колеса без учета потерь. В реальности, из-за ряда механических и гидравлических потерь в рабочем колесе и корпусе насоса, производительность насоса меньше, чем рассчитанная по уравнению насоса Эйлера. Вследствие этих потерь напор насоса ниже теоретического, а потребляемая мощность выше, см. рисунки 5.1 и 5.2. Это приводит к снижению коэффициента полезного действия. В этой части рассмотрены различные виды потерь и представлены несколько простых моделей для расчета этих потерь. Эти модели также могут быть использованы для анализа результатов испытаний, см. приложение B.

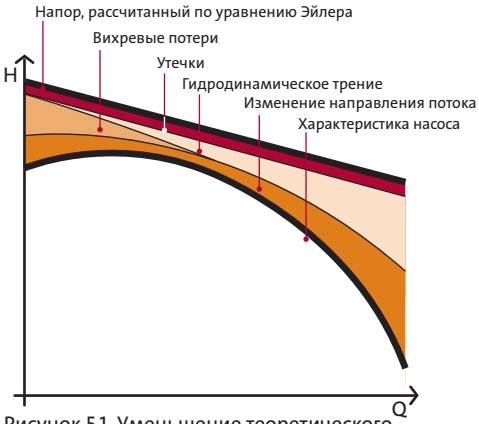


Рисунок 5.1. Уменьшение теоретического напора, рассчитанного по уравнению Эйлера, вследствие потерь

5.1 Виды потерь

Различают два основных вида потерь: механические потери и гидравлические потери, которые можно разделить на ряд подгрупп. В таблице 5.1 показано, как различные виды потерь влияют на расход (Q), напор (H) и мощность на валу двигателя (P_2).

	Потери	Уменьшение расхода (Q)	Уменьшение напора (H)	Увеличение потребляемой мощности (P_2)
Механические потери	Подшипники			X
	Уплотнение вала			X
Гидравлические потери	Гидродинамическое трение		X	
	Перемешивание		X	
	Вихревые потери		X	
	Изменение направления потока		X	
	Дисковое трение			X
	Утечки	X		

Таблица 5.1. Потери в насосах и их влияние на характеристики насоса.

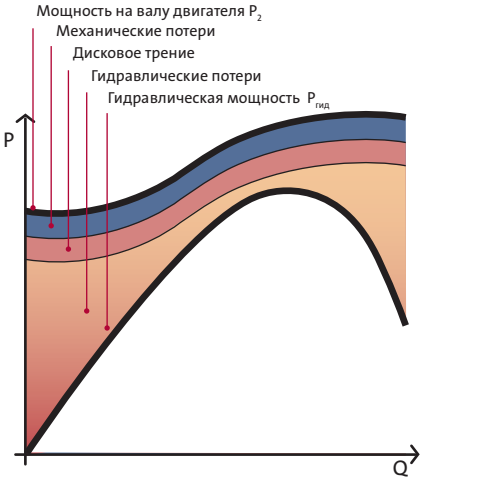


Рисунок 5.2. Увеличение потребляемой мощности вследствие потерь

Характеристики насоса можно определить с помощью теоретических или эмпирических расчетных моделей для каждого отдельного вида потерь. Соответствие фактическим характеристикам зависит от того, насколько подробны модели и до какой степени они описывают фактический тип насоса.

На рисунке 5.3 показаны элементы насоса, которые приводят к механическим и гидравлическим потерям. К ним относятся подшипники, уплотнение вала, переднее и заднее уплотнения рабочей полости, вход, рабочее колесо и спиральная камера или направляющий аппарат. Далее этот рисунок используется для иллюстрации того, где возникают потери каждого вида.

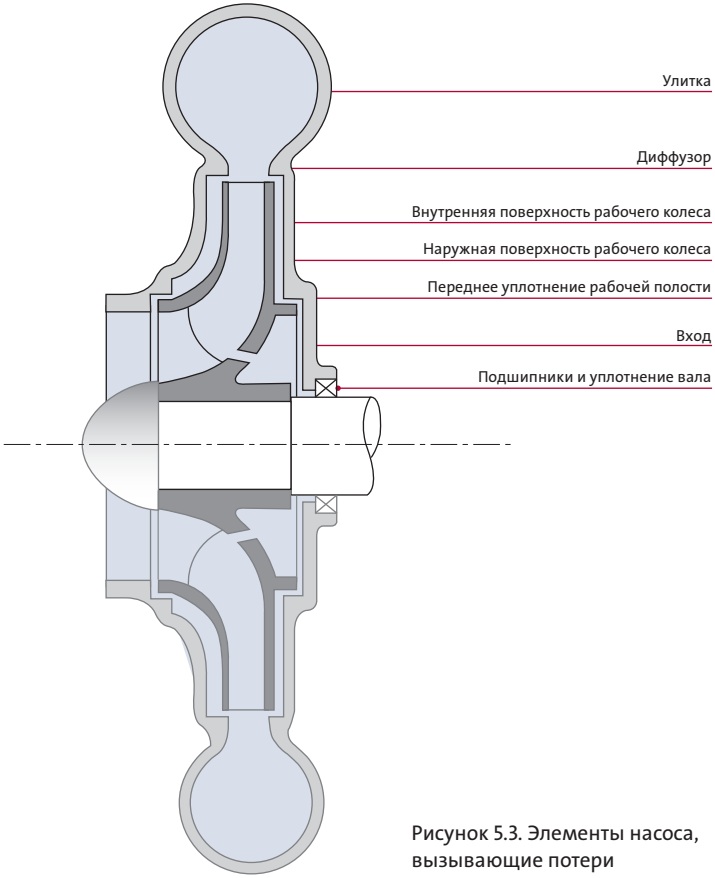
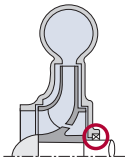


Рисунок 5.3. Элементы насоса, вызывающие потери

5.2 Механические потери

Муфта насоса или привод включает в себя, в зависимости от типа насоса, подшипники, уплотнения вала, шестерню. Все эти детали вызывают потери из-за механического трения. Далее рассматриваются потери в подшипниках и уплотнениях вала.



5.2.1 Потери в подшипниках и уплотнении вала

Потери в подшипниках и уплотнении вала — называемые паразитными потерями — обусловлены трением. Их часто моделируют константой, добавляемой к потребляемой мощности. Однако размер потерь может изменяться в зависимости от давления и частоты вращения.

Следующая формула служит для оценки увеличения потребляемой мощности, с учетом потерь в подшипниках и уплотнении вала:

$$P_{\text{потерь мех.}} = P_{\text{потерь подш.}} + P_{\text{потерь уплот.}} = \text{constant} \qquad (5.1)$$

где:

$P_{\text{потерь мех.}}$ = увеличение потребляемой мощности, с учетом механических потерь, Вт;

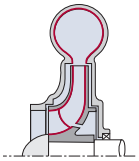
$P_{\text{потерь подш.}}$ = потери мощности в подшипниках, Вт;

$P_{\text{потерь уплот.}}$ = потери мощности в уплотнении вала, Вт.

5.3 Гидравлические потери

Гидравлические потери возникают при прохождении жидкости через насос. Эти потери возникают из-за трения или вследствие того, что жидкость при прохождении через насос должна изменять направление движения и скорость. Это вызвано изменениями поперечного сечения и прохождения через вращающееся рабочее колесо. В следующих разделах описаны различные виды гидравлических потерь в зависимости от механизма их возникновения.

5.3.1 Гидродинамическое трение



Гидродинамическое трение возникает в местах, где жидкость соприкасается с поверхностями вращающегося рабочего колеса и внутренними поверхностями корпуса насоса. Гидродинамическое трение приводит к снижению давления, которое вызывает уменьшение напора. Величина потерь, обусловленных гидродинамическим трением, зависит от шероховатости поверхности и скорости движения жидкости относительно поверхности

Модель

Гидродинамическое трение возникает во всех элементах проточной части, через которые протекает жидкость. Гидродинамическое трение обычно рассчитывают отдельно, как потери на трение в трубе, то есть как коэффициент падения давления, умноженный на напор на входе элемента:

$$H_{\text{потерь тр.}} = \zeta \cdot H_{\text{дин. вх}} = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad (5.2)$$

где:

ζ = безразмерный коэффициент потерь;

$H_{\text{дин. вх}}$ = скоростной напор на входе элемента, м

V = скорость потока на входе элемента, м/с.

Таким образом, потери на гидравлическое трение возрастают пропорционально квадрату скорости потока, см. рисунок 5.4

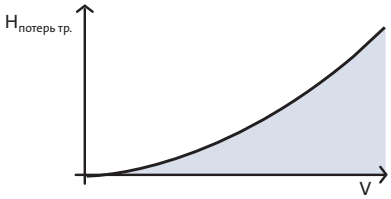


Рисунок 5.4. Потери на трение как функция скорости потока

Коэффициенты потерь можно найти в специальных справочниках. Отдельные элементы, например, входной и выходной кожухи, на которые рабочее колесо не оказывает непосредственного влияния, могут быть рассмотрены с учетом постоянного коэффициента потерь. Напротив, рабочее колесо, спиральная камера и направляющий аппарат, как правило, обладают переменными коэффициентами потерь. При расчете гидродинамического трения рабочего колеса в уравнении (5.2) следует использовать относительную скорость.

Потери на гидродинамическое трение в трубах

Трение в трубе — это потеря энергии, возникающая при течении жидкости по трубе. Скорость жидкости у стенки трубы равна нулю, в то время как в центре она достигает максимального значения. Из за этой разницы скоростей в поперечном сечении трубы, см. рисунок 5.5, молекулы жидкости трутся друг о друга. Вследствие этого кинетическая энергия переходит в тепловую, которую можно считать потерянной.

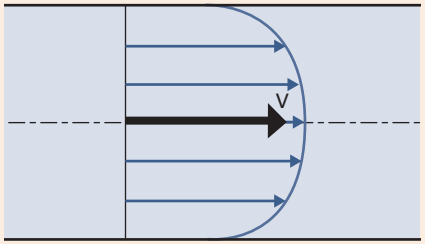


Рисунок 5.5. Профиль скорости в трубе

Для поддержания течения в трубе необходимо постоянно добавлять количество энергии, равное потерям. Энергия передается с помощью статического перепада давления между входом и выходом. Принято говорить, что именно этот перепад давлений перемещает жидкость в трубе.

Потери в трубе зависят от скорости жидкости, гидравлического диаметра трубы, ее длины и шероховатости внутренней поверхности. Падение напора рассчитывается следующим образом:

$$H_{\text{потерь труб.}} = f\,\frac{LV^2}{D_h 2g} \qquad (5.3)$$

где:

$H_{\text{потерь труб.}}$ = потеря напора, м;

f = коэффициент трения;

L = длина трубы, м;

V = средняя скорость жидкости в трубе, м/с;

D_h = гидравлический диаметр, м.

Гидравлический диаметр — это отношение площади поперечного сечения к периметру смоченной поверхности. Гидравлический диаметр служит удобной величиной при расчете трения для поперечного сечения произвольной формы.

$$D_h = \frac{4A}{O} \qquad (5.4)$$

где:

A = площадь поперечного сечения трубы, $м^2$

O = периметр смоченной поверхности трубы, м.

Уравнение (5.4) применяется в общем случае для произвольной формы поперечного сечения. Если труба имеет круговое поперечное сечение, гидравлический диаметр равен диаметру трубы. Труба с круговым поперечным сечением имеет наименьшую возможную площадь внутренней поверхности для данной площади поперечного сечения, поэтому она обладает наименьшим сопротивлением потоку.

Коэффициент трения — это не постоянная величина, она зависит от того, является течение ламинарным или турбулентным. Это описывается числом Рейнольдса Re:

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \qquad (5.5)$$

где:
ν = кинематическая вязкость жидкости, $м^2/с$.

Число Рейнольдса — это безразмерное число, выражающее отношение между силами инерции и трения в жидкости, поэтому оно описывает степень турбулентности потока. Для потока в трубах справедливы следующие ориентиры:

$Re < 2300$	: ламинарный поток;
$2300 < Re < 500$	: переходная область;
$Re > 5000$	: турбулентный поток.

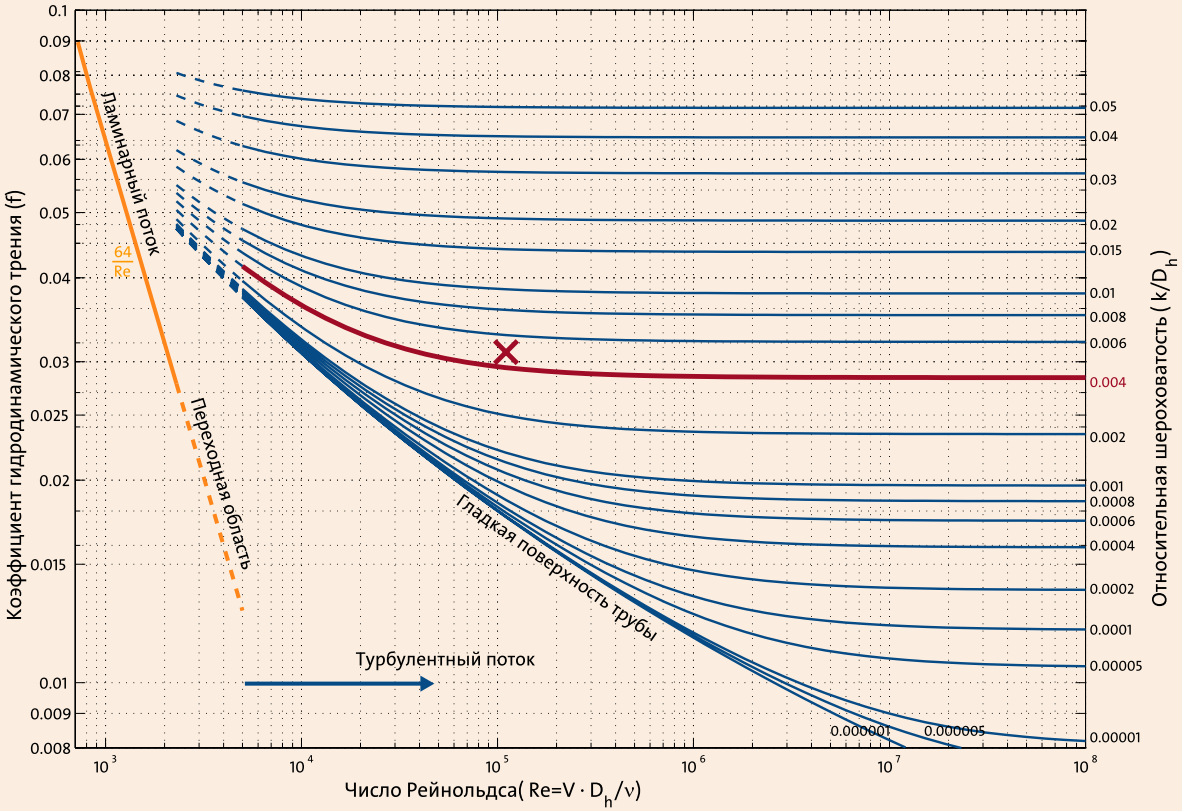
Ламинарный поток возникает только при относительно малых скоростях, он описывает спокойное, хорошо упорядоченное течение без вихрей. Коэффициент гидродинамического трения для ламинарного потока не зависит от степени шероховатости поверхности и является функцией только числа Рейнольдса. Для труб кругового поперечного сечения справедлива следующая формула:

$$f_{ламинар} = \frac{64}{Re} \qquad (5.6)$$

Турбулентный поток — это нестабильный поток с сильным перемешиванием. Вследствие вихревого движения течение жидкостей в трубах на практике в большинстве случаев является турбулентным. Коэффициент гидродинамического трения для турбулентного потока зависит от числа Рейнольдса и степени шероховатости поверхности трубы.

На рисунке 5.6 изображена диаграмма Муди, показывающая зависимость коэффициента гидродинамического трения f от числа Рейнольдса и степени шероховатости поверхности для ламинарного и турбулентного потоков.

Рисунок 5.6. Диаграмма Муди: коэффициент гидродинамического трения для ламинарного (круговое поперечное сечение) и турбулентного потока (произвольное поперечное сечение). Красная линия относится к значениям, приведенным в примере 5.1.



В таблице 5.2 приведены значения шероховатости для различных материалов. В старых трубах гидродинамическое трение увеличивается из-за коррозии и отложений.

Материалы	Шероховатость k, мм
ПВХ	0.01-0.05
Алюминиевая, медная или латунная труба	0-0.003
Стальная труба	0.01-0.05
Новая сварная стальная труба	0.03-0.15
Сварная стальная труба с отложениями	0.15-0.30
Новая оцинкованная стальная труба	0.1-0.2
Оцинкованная стальная труба с отложениями	0.5-1.0

Таблица 5.2. Шероховатость различных материалов (Pumpestabi, 2000).

Пример 5.1: расчет потерь в трубе

Вычислим потери в трубе длиной 2 м, диаметром d = 32 мм при расходе Q = 10 м³/ч. Труба изготовлена из оцинкованной стали, шероховатость поверхности 0,15 мм, жидкостью является вода при 20°C.

$$\text{Средняя скорость: } V = \frac{Q}{A} = \frac{(10/3600)\ м^3/с}{\frac{\pi}{4}\,0.032^2\ м^2} = 3.45\ м/с$$

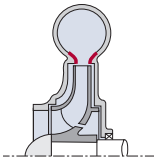
$$\text{Число Рейнольдса: } Re = \frac{VD_h}{\nu} = \frac{3.45 м/с \cdot 0.032 м}{1 \cdot 10^{-6}\ м^2/м} = 110500$$

$$\text{Относительная шероховатость: } k/D_h = \frac{0.15 мм}{32 мм} = 0.0047$$

Согласно диаграмме Муди, для числа Re = 110500 и относительной шероховатости k/D_h = 0,0047 коэффициент гидродинамического трения (f) равен 0,031. Подставляя эти значения в уравнение (5.3), можно вычислить потери в трубе.

$$\text{Потери в трубе: } H_{потерь\ труб} = f\frac{LV^2}{D_h 2g} = 0.031\ \frac{2 м \cdot (3.45\ м/с)^2}{0.032 м \cdot 2 \cdot 9.81\ м/с^2} = 1.2\ м \qquad (5.7)$$

5.3.2 Потери на перемешивание при расширении поперечного сечения



В местах расширения поперечного сечения насоса кинетическая энергия преобразуется в энергию статического давления, см. уравнение сохранения энергии (2.10). Это преобразование связано с потерями на перемешивание.

Причина, по которой при расширении поперечного сечения возникает разность скоростей, пояснена на рисунке 5.7. На рисунке показан диффузор с резким расширением. Поскольку частицы воды больше не движутся с одинаковой скоростью, между молекулами жидкости возникает трение, которое приводит к потере полезного напора. Несмотря на то, что профиль скоростей после расширения поперечного сечения постепенно выравнивается, как показано на рисунке 5.7, часть кинетической энергии превращается в тепловую энергию, а не в энергию статического давления.

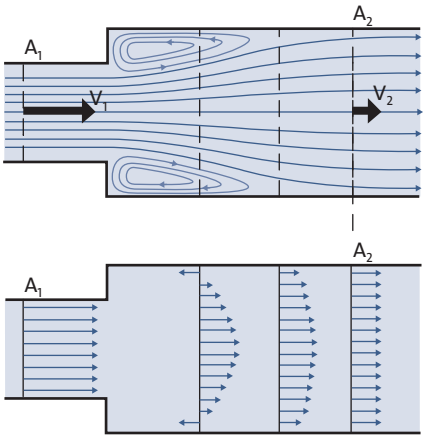


Рисунок 5.7. Потери на перемешивание при расширении поперечного сечения, показанные для резкого расширения

Потери на перемешивание возникают в различных местах насоса: на выходе рабочего колеса, где жидкость перетекает в спиральную камеру или направляющий аппарат, а также в диффузоре.

При конструировании элементов проточной части важно, чтобы расширения поперечного сечения были как можно меньше и плавнее.

Модель

Потери при расширении поперечного сечения являются функцией скоростного напора на входе элемента.

$$H_{\text{потерь расш.}} = \zeta \cdot H_{\text{дин},1} = \zeta \cdot \frac{V_1^2}{2\,g} \qquad (5.8)$$

где:

V_1 = скорость жидкости на входе элемента, м/с.

Коэффициент потери давления ζ зависит от отношения площадей на входе и на выходе элемента, а также от того, насколько плавно расширяется поперечное сечение

Для резкого расширения, показанного на рисунке 5.7, используется следующее выражение:

$$\zeta = \left[1 - \frac{A_1}{A_2}\right]^2 \qquad (5.9)$$

где:

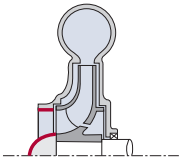
A_1= площадь поперечного сечения на входе, м^2;

A_2= площадь поперечного сечения на выходе, м^2.

Эта модель дает хорошую оценку потерь напора при больших отношениях расширения (A_1/A_2 близко к нулю). В этом случае коэффициент потерь согласно уравнению (5.9) $\zeta = 1$. Это означает, что в диффузоре с резкой границей теряется почти весь скоростной напор, имеющийся на входе элемента.

Для небольших отношений расширения, а также для других форм диффузора с плавным расширением поперечного сечения коэффициент потерь ζ определяется по специальным таблицам или с помощью измерений.

5.3.3 Потери на перемешивание при сужении поперечного сечения



Потери напора при сужении поперечного сечения возникают вследствие вихрей, образующихся в потоке, когда протекает участки различной формы, см. рисунок 5.8. Принято говорить, что поток «разделяется». Причиной этого является то, что поток, вследствие локальных перепадов давления, больше не движется параллельно поверхности, а удалить следует по иным траекториям. Это означает, что эффективная площадь поперечного сечения потока уменьшается. Это называют сжатием потока. Сжатие потока до площади A_0 обозначено на рисунке 5.8. уменьшение площади потока приводит к увеличению скорости течения, следовательно, увеличение площади потока приводит к снижению его скорости. В процессе этого возникают потери при перемешивании. Потери напора вследствие сужения поперечного сечения, как правило, возникают на входе в патрубок и у входа в рабочее колесо. Величина этих потерь может быть существенно снижена созданием плавного перехода в месте изменения диаметра трубопровода округлением углов этого перехода. Если вход имеет правильную скругленную форму, эти потери несущественны. Потери, обусловленные сужением поперечного сечения, как привило, имеют второстепенное значение.

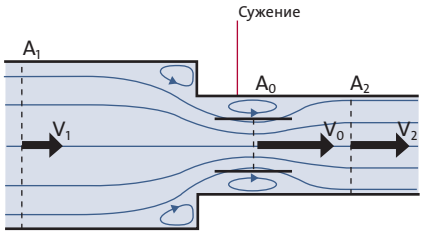


Рисунок 5.8. Потери при сужении поперечного сечения

Модель

Обычно, полагают, что ускорение потока жидкости от скорости V_1 до V_0 происходит без потерь, в то время как последующие потери на перемешивание зависят от отношения площади A_0 к площади сужения потока A_2, а также от скорости потока:

$$H_{потерь\ суж.} = \left[1 - \frac{A_0}{A_2}\right]^2 \cdot \frac{V_0^{\ 2}}{2g} \qquad (5.10)$$

где:

V_0 = скорость жидкости в сужении, м/с;

A_0/A_2 = отношение площадей.

Недостаток такого расчета в том, что он предполагает знание площади A_0, которую нельзя измерить непосредственно. Поэтому вместо нее часто используют следующую формулу:

$$H_{потерь\ суж.} = \zeta \cdot H_{дин,2} = \zeta \cdot \frac{V_2^{\ 2}}{2g} \qquad (5.11)$$

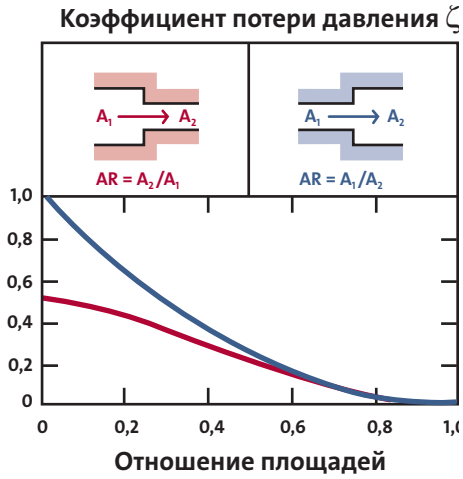
где:

$H_{дин,2}$ = скоростной напор на выходе из участка, м;

V_2 = скорость жидкости на выходе из участка, м/с.

На рисунке 5.9 приведены для сравнения зависимости коэффициентов потерь при резком расширении и сужении площади поперечного сечения от отношения площадей A_1/A_2 на входе и на выходе. Видно, что коэффициент потерь, а следовательно и потери напора, как привило, меньше при сужении площади поперечного сечения, чем при расширении. Это особенно справедливо при больших отношениях площадей.

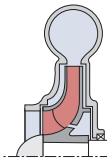
Коэффициент потерь напора для геометрических форм с плавно меняющейся площадью поперечного сечения можно найти в таблицах. Как было сказано ранее, потери давления при сужении поперечного сечения могут быть снижены почти до нуля посредством скругления углов.



$$H_{потерь\ суж.} = \zeta \cdot H_{дин,2}$$

Рисунок 5.9. Коэффициенты потери давления для резких сужениях и расширениях площади поперечного сечения

5.3.4 Вихревые потери



Вихревые зоны в элементах проточной части возникают, как правило, при неравномерных нагрузках, например, когда расход ниже расчетного. На рисунке 5.10 показан пример вихря в рабочем колесе. Вихревые зоны сокращают эффективную площадь поперечного сечения, доступную для потока. В потоке возникают большие перепады скоростей между основным течением с высокой скоростью и вихрями, скорость в которых близка к нулю. Это приводит к значительным потерям на перемешивание.

Вихревые зоны могут возникать на входе, в рабочем колесе, в направляющем аппарате или спиральной камере. Размер этих зон зависит от геометрии и рабочей точки. При проектировании элементов проточной части важно свести к минимуму вихри в главных рабочих зонах насоса.

Формула

Не существует простой формулы, способной рассчитать возникновение вихревых зон и их размер. Только с помощью современных лазерных измерений скорости или компьютерного моделирования можно точно определить расположение вихревых зон. Поэтому наличие вихрей, как правило, определяют только косвенно с помощью измерений производительности, которые показывают меньший, чем предполагалось напор и (или) более высокое потребление мощности при частичной нагрузке.

При проектировании насосов в качестве исходной точки, как правило, принимают номинальную рабочую точку. В этих условиях вихри не возникают, поэтому производительность насоса можно спрогнозировать достаточно точно. В тех случаях, когда расход меньше расхода, соответствующего номинальной рабочей точке, для определения характеристик насоса часто приходится использовать эмпирические правила.

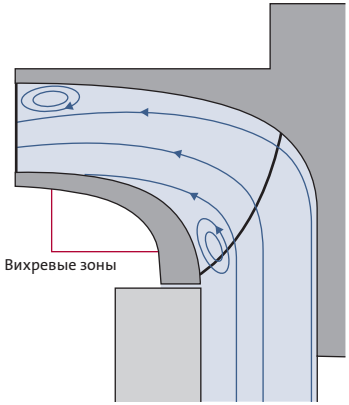
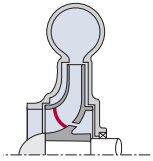


Рисунок 5.10. Примеры вихрей в рабочем колесе

5.3.5 Потери при изменении направления потока



Потери при изменении направления потока возникают, когда угол прохождения потока не совпадает с углом лопаток рабочего колеса или передних кромок лопаток направляющего аппарата. Как правило, это происходит при частичной нагрузке или при наличии предварительной закрутки потока.

При наличии разницы между углом прохождения потока и углом расположения лопатки с одной стороны лопатки возникает вихревая зона, см. рисунок 5.11. Вихревая зона приводит к сжатию потока за передней кромкой лопатки . Чтобы заполнить весь канал между лопатками, после сжатия поток должен снова замедлиться, при этом возникают потери при перемешивании.

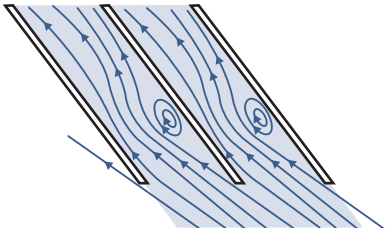


Рисунок 5.11. Потери при изменении направления потока на входе в рабочее колесо или направляющий аппарат

При расходе, отличном от расчетного, потери при изменении направления потока также возникают у выступа спиральной камеры. Чтобы свести к минимуму потери при изменении потока, конструктор должен обеспечить совпадение углов прохождения потока и расположения лопаток. Скругление концов лопаток и выступа спиральной камеры позволяет снизить потери при изменении направления потока.

Модель

Величина потерь при изменении направления потока зависит от разницы относительных скоростей перед и после передней кромки лопатки и рассчитывается с помощью следующей формуы (Pfleiderer og Petermann, 1990, стр. 224):

$$H_{\text{потерь изгиб}} = \varphi \frac{w_s^{\,2}}{2 \cdot g} = \varphi \frac{\left|\vec{w}_1 - \vec{w}_{1,\,\text{канал}}\right|^2}{2 \cdot g} \qquad (5.12)$$

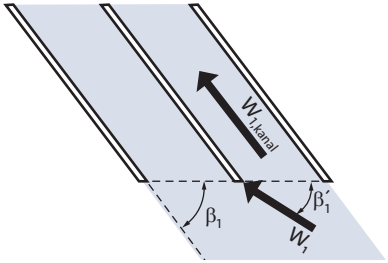


Рисунок 5.12. Условные обозначения для модели потерь при изменении направления потока

где:

φ = эмпирическое значение, принимаемое равным 0,5-0,7 в зависимости от размера вихревой зоны после передней кромки лопатки;

w_s = векторная разность относительных скоростей перед и после кромки лопатки, см. рисунок 5.12.

При другом подходе потери при изменении направления потока моделируются параболой, минимум которой расположен в рабочей точке максимальной производительности. Потери при изменении направления потока возрастают пропорционально квадрату разности между расчетным и фактическим расходами, см. рисунок 5.13.

$$H_{потерь\ изгиб} = k_1 \cdot (Q - Q_{расчетн})^2 + k_2 \qquad (5.13)$$

где:

$Q_{расчетн}$ = расчетный расход, м³/с;

k_1 = Constant, с²/м⁵;

k_2 = Constant, м.

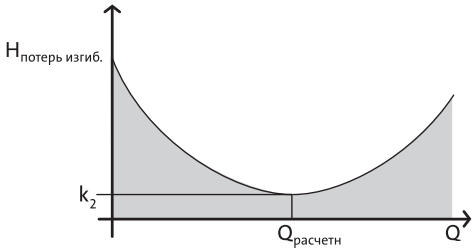


Рисунок 5.13. Потери при изменении направления как функция расхода

5.3.6 Дисковое трение

Дисковое трение — это увеличенное потребление мощности, возникающее из-за того, что каркас и втулка рабочего колеса вращаются в заполненном жидкостью корпусе насоса. Жидкость в полости между рабочим колесом и корпусом насоса начинает вращаться и создает первичный вихрь, см. раздел 1.2.5. Скорость вращения на поверхности рабочего колеса равна скорости рабочего колеса и равна нулю на поверхности корпуса насоса. Поэтому среднюю скорость первичного вихря полагают равной половине скорости вращения рабочего колеса.

Из-за разницы скоростей вращения жидкости на поверхностях рабочего колеса и корпуса насоса, центробежная сила создает вторичное вихревое движение, см. рисунок 5.14. Этот вторичный вихрь увеличивает дисковое трение, поскольку он передает энергию от поверхности рабочего колеса к поверхности корпуса насоса.

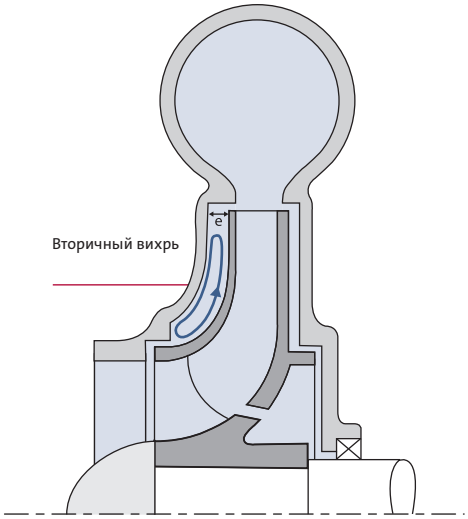


Рисунок 5.14. Дисковое трение в рабочем колесе

Величина дискового трения зависит, главным образом, от частоты вращения, диаметра рабочего колеса, а также от размеров корпуса насоса, в особенности от расстояния между рабочим колесом и корпусом насоса. Кроме того, решающее влияние на величину дискового трения оказывает шероховатость поверхностей рабочего колеса и корпуса насоса. Дисковое трение также увеличивается при наличии выступов или впадин на наружной поверхности рабочего колеса, например, балансировочных грузов или отверстий.

Расчет

Pfleiderer and Petermann (1990, стр. 322) для определения увеличения потребления мощности, вызванного дисковым трением, использовали следующую формулу:

$$P_{потерь\ диск.} = k\rho\, U_2^3 D_2 (D_2 + 5e)$$

$$k = 7.3 \cdot 10^{-4} \left(\frac{2\nu \cdot 10^6}{U_2 D_2} \right)^m \qquad (5.14)$$

где:

D_2 = диаметр рабочего колеса, м;

e = расстояние вдоль оси до стенки на периферии рабочего колеса, м, см. Рисунок 5.14;

U_2 = периферийная скорость, м/с;

ν = кинематическая вязкость, м²/с, $\nu = 10^{-6}$, м²/с для воды при 20 °C;

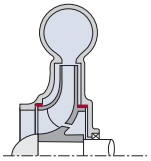
k — эмпирическое значение;

m = показатель степени, равный 1/6 для гладких поверхностей и от 1/7 до 1/9 для шероховатых поверхностей.

При внесении изменений в конструкцию рабочего колеса рассчитанное значение дискового трения $P_{потерь\ диск.,A}$ можно пересчитать для определения дискового трения $P_{потерь\ диск.,B}$ при других диаметре или частоте вращения рабочего колеса:

$$(P_{потерь\ диск.})_A = (P_{потерь\ диск.})_B \frac{(n^3 D_2^5)_A}{(n^3 D_2^5)_B} \qquad (5.15)$$

Это уравнение масштабирования можно использовать только для относительно небольших изменений конструкции.



5.3.7 Протечки

Потери вследствие протечки обусловлены незначительной циркуляцией жидкости через зазоры между подвижными и неподвижными деталями насоса. Потери вследствие протечек приводят к снижению производительности, поскольку расход через рабочее колесо увеличивается по сравнению с расходом через весь насос:

$$Q_{раб.\ кол.} = Q + Q_{утечек} \qquad (5.16)$$

где:

$Q_{раб.\ кол.}$ = расход через рабочее колесо, м³/с;

Q = подача насоса, м³/с;

$Q_{утечек}$ = расход протечек, м³/с.

Протечки возникают во многих различных местах насоса, в зависимости от типа насоса. На рисунке 5.15 показаны места, в которых обычно возникают протечки. Разности давлений в насосе, приводящие к расходу утечек, показаны на рисунке 5.16.

Протечки между рабочим колесом и корпусом у входа в рабочее колесо и через входом рабочего колеса, как правило, имеют одинаковую величину. Протечки между лопатками направляющего агрегата и валом в многоступенчатых насосах менее важны, поскольку как перепад давлений, так и площадь зазора имеют меньшую величину.

Для сведения к минимуму протечек важно, чтобы зазоры были как можно меньше. Малая величина зазоров особенно важна при большом перепаде давления.

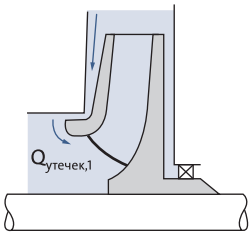
Расчет

Протечки можно рассчитать, используя совместно два различных выражения для перепада напора на зазоре: уравнение для перепада напора, создаваемого рабочим колесом (5.17), и уравнение для потерь напора при течении через зазор (5.18). Для расчета величины протечек необходимы оба уравнения.

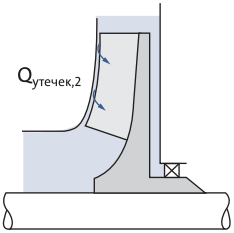
Далее приведен пример расчета протечек между входом в рабочее колесо и корпусом насоса. Сначала рассчитаем перепад напора на зазоре, создаваемый рабочим колесом. Перепад напора на зазоре определяется статическим напором перед рабочим колесом и поведением потока в полости между рабочим колесом и корпусом насоса:

$$H_{стат.\ зазора} = H_{\substack{статич.\ напор \\ рабочего\ колеса}} - \omega_{fl}^2 \frac{(D_2^2 - D_{зазора}^2)}{8\,g} \qquad (5.17)$$

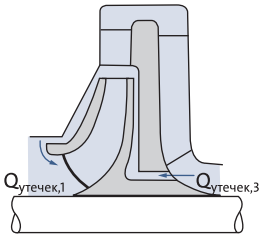
Рисунок 5.15. Виды утечек



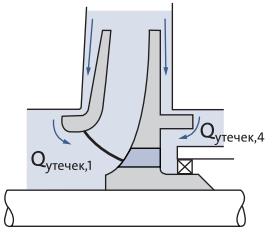
Утечки между входом в рабочее колесо и корпусом насоса



Утечки над лопатками в открытом рабочем колесе



Утечки между лопатками направляющего агрегата и валом в многоступенчатом насосе



Утечки через разгрузочные отверстия

где:

ω_{fl} = угловая скорость частиц жидкости в полости между рабочим колесом и корпусом насоса, рад/с;

$D_{зазора}$ = внутренний диаметр зазора, м;

$H_{стат.\ зазора}$ = увеличение статического напора рабочим колесом, м.

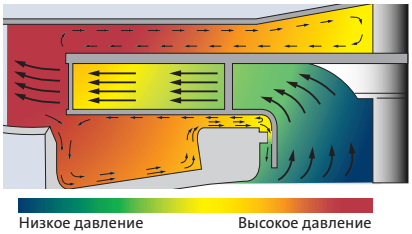


Рисунок 5.16. Утечки, вызванные перепадом давления на рабочем колесе

Перепад напора на зазоре также можно вычислить как потерю напора при прохождении потока через зазор, см. рисунок 5.17. Потеря напора представляет собой сумму следующих трех видов потерь: потери, вызванные резким сужением, когда жидкость проникает в зазор, потери на трение между жидкостью и стенкой и потери на перемешивание, вызванные резким расширением на выходе из зазора.

$$H_{стат.\ зазора} = 0.5\ \frac{V^2}{2g} + f\ \frac{L}{s}\frac{V^2}{2g} + 1.0\ \frac{V^2}{2g} \qquad (5.18)$$

где:

f = коэффициент гидродинамического трения;

L = длина зазора, м;

s = ширина зазора, м;

V = скорость жидкости в зазоре, м/с;

$A_{зазора}$ = площадь поперечного сечения зазора, м^2.

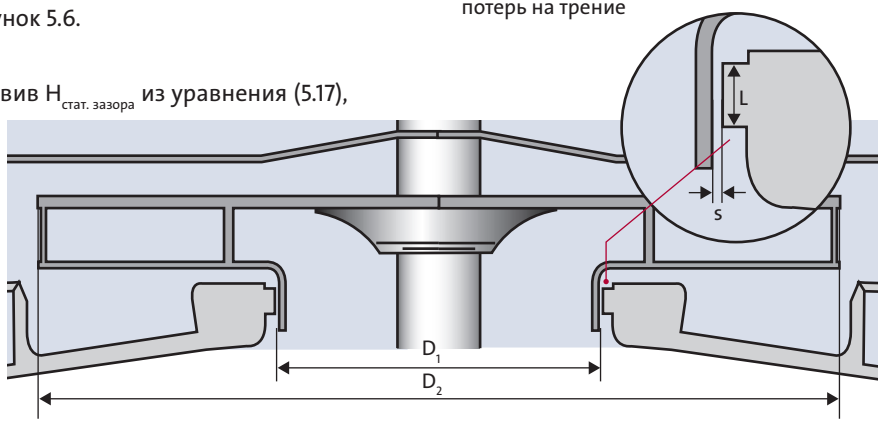
Коэффициент гидродинамического трения можно принять равным 0,025 или же более точно найти по диаграмме Муди, см. рисунок 5.6.

Выразив скорость V из уравнения (5.18) и подставив $H_{стат.\ зазора}$ из уравнения (5.17), можно определить расход протечек:

$$V = \sqrt{\frac{2gH_{стат.\ зазора}}{f\frac{L}{s} + 1.5}} \qquad (5.19)$$

$$Q_{утечки} = VA_{зазора}$$

Рисунок 5.17. Падение давления на зазоре, определенное исходя из рассмотрения потерь на трение



5.4 Распределение потерь как функция быстроходности насоса

Соотношение между описанными выше механическими и гидравлическими потерями зависит от быстроходности насоса n_q, которая служит описанием формы рабочего колеса, см. раздел 4.6. На рисунке 5.18 показано распределение потерь в расчетной рабочей точке (Ludwig et al., 2002).

Гидродинамическое трение и потери на перемешивание существенны при любой быстроходности насоса, они являются преобладающим видом потерь при высоких быстроходностях (рабочие колеса радиально-осевого и осевого типов). Для насосов с низкой быстроходностью n_q (радиальные рабочие колеса) утечки и дисковое трение втулки и каркаса рабочего колеса, как правило, приводят к значительным потерям.

При работе на нерасчетных режимах возникают вихревые потери.

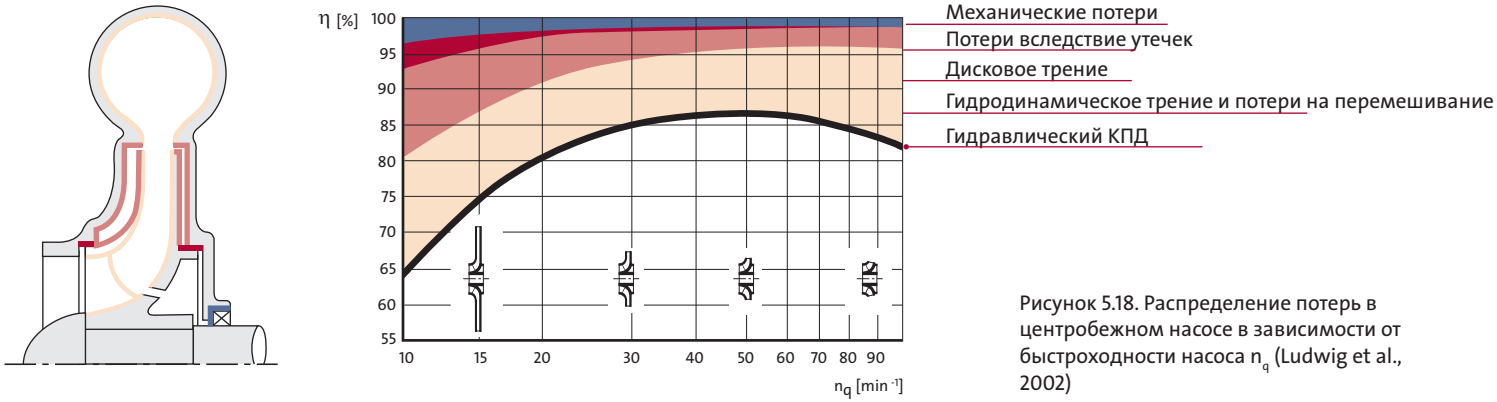


Рисунок 5.18. Распределение потерь в центробежном насосе в зависимости от быстроходности насоса n_q (Ludwig et al., 2002)

5.5 Выводы

В этой части описаны отдельные виды механических и гидравлических потерь, которые могут возникать в насосе, и влияние этих потерь на расход, напор и потребляемую мощность. Для каждого вида потерь дано простое физическое описание, а также показано, в каких элементах проточной части обычно возникают эти потери. Кроме того, представлено несколько простых моделей, которые могут быть использованы для оценки потерь. В конце этой части показано, как потери распределяются в зависимости от быстроходности насоса.

Часть 6

Испытания насосов

6.1 Типы испытаний

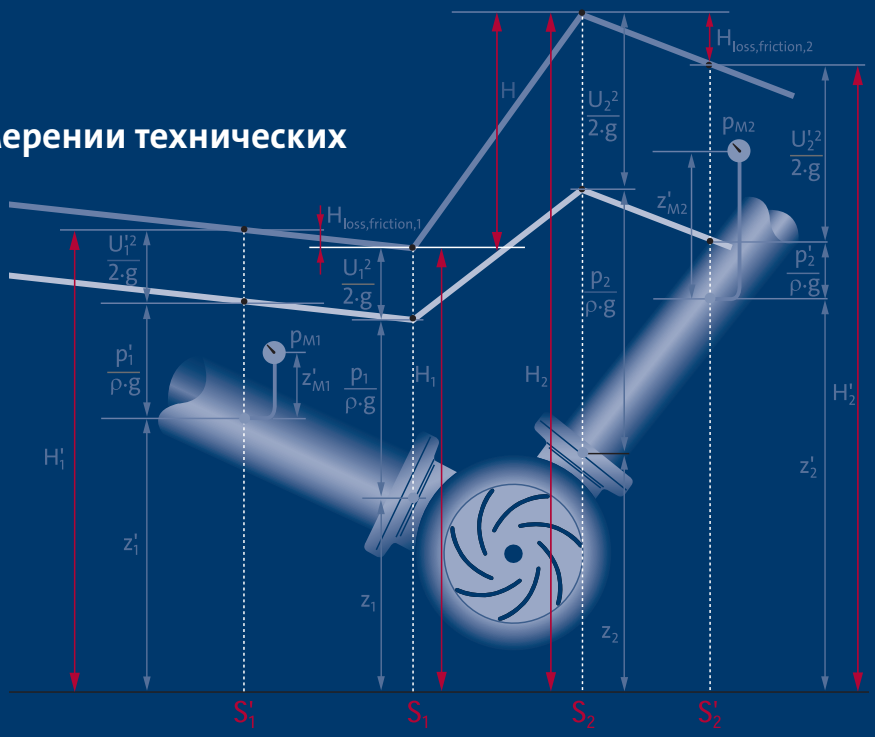
6.2 Измерение технических показателей насоса

6.3 Измерение NPSH насоса

6.4 Измерение сил

6.5 Неопределенность при измерении технических показателей

6.6 Выводы



6. Испытания насосов

В этой части описываются различные испытания насосов и проточных элементов насосов, которые входят в обязательную программу испытаний компании Grundfos. Испытания проводятся на опытных образцах при проектировании насосов, эксплуатационных испытаниях и при приемке готовой продукции.

6.1 Типы испытаний

Для определения характеристик насоса или одного из элементов проточной части производится измерение таких параметров, как расход, напор, потребляемая мощность, NPSH и действие сил. При проведении испытаний насосного агрегата, состоящего из насоса и электродвигателя, для вычисления технических показателей проточной части насоса должны быть известны характеристики электродвигателя. Для сравнения испытаний важно, чтобы испытания были выполнены одинаково. Даже небольшая разница при установке насосов на испытательном стенде может привести к значительным различиям измеренных значений, что повышает риск неправильной трактовки результатов сравнения испытаний.

Расход, напор, потребляемая мощность, NPSH и приложенные силы являются интегральными показателями насоса. Для проверки точности компьютерного моделирования и поиска неисправностей необходимо проведение подробных измерений участков течения в насосе Для этого в нескольких различных точках проточной части насоса производятся измерения скорости и давления. Скорость измеряется с помощью методов лазерной допплеровской анемометрии (LDA) или анемометрии по изображениям частиц (PIV), см. рисунок 6.1, а для измерения давления используются трубки Пито и измерительные датчики давления, способные отслеживать быстрые изменения давления.

Далее в этой части описаны методы измерения интегральных показателей насоса — подачи, потребляемой мощности, NSPH и сил. Порядок определения характеристик электродвигателя приведен в справочнике по электродвигателям (проектирование электродвигателей, R&T). Подробное описание методики измерения поля течения приводится в специальной литературе, например, (Albrecht, 2002).

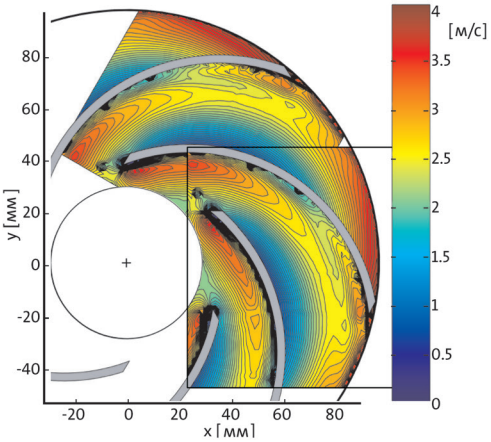


Рисунок 6.1. Поле скоростей в рабочем колесе насоса, измеренное с помощью метода PIV

6.2 Измерение технических показателей насоса

Технические показатели насоса обычно описываются с помощью нескольких кривых, отображающих зависимость измеренных напора и потребляемой мощности от расхода, см. рисунок 6.2. На основании построенных кривых рассчитывается кривая КПД насоса. Измеренные показатели насоса используются в процессе разработки конструкции насоса при проверке на компьютерных моделях, а также при проведении тестовых испытаний насоса.

Характеристики насосов также измеряются в процессе производства с целью обеспечения соответствия продукции каталожным кривым с учетом стандартных отклонений.

Расход, напор и потребляемая мощность измеряются при проведении испытаний на стенде, на котором создаются условия, соответствующие реальной работе насоса в составе системы. При испытании насоса на стенде производится последовательное изменение гидравлического сопротивления со стороны системы, после чего измеряются соответствующие значения расхода, перепада давления, потребляемой мощности и частоты вращения рабочего колеса. Полученные данные затем используются для построения характеристик насоса. Потребляемая мощность может быть оценена непрямым способом, если характеристики электродвигателя содержат значения частоты вращения, потребляемой электрической мощности и мощности насоса. Показатели насоса зависят от частоты вращения следовательно, ее необходимо измерять.

При разработке новых конструкций насосов испытания проводятся в нескольких рабочих точках, начиная от точки минимального расхода и до точки максимального расхода, и затем в обратном направлении, от максимального расхода до отключения насоса. Для построения характеристик с приемлемой точностью обычно достаточно проведения измерений в 10–15 рабочих точках.

Эксплуатационные испытания и испытания при выходном контроле могут выполняться на заводе при отгрузке продукции с целью контроля качества или для сертификации оборудования, в результате проведения таких испытаний заказчик получает документацию о технических показателях насоса. При испытаниях такого типа обычно достаточно измерений в 2–5 предварительно определенных рабочих точках. Устанавливается подача и производится измерение напора, потребляемой электрической мощности и, возможно, частоты вращения. Измерение потребляемой электрической мощности необходимо для создания комплексных кривых, характеризующих работу насосного агрегата.

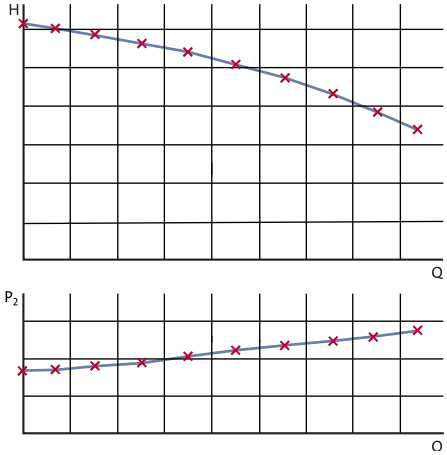


Рисунок 6.2. Измеренные напор и потребляемая мощность насоса как функция подачи

Компания Grundfos производит испытательные стенды в соответствии с заводскими стандартами компании. Наиболее известной является модель GS241A0540. Проведение испытаний осуществляется с учетом требований международного стандарта ISO 9906.

6.2.1 Расход

Для измерения расхода в компании Grundfos применяются магнитные индуктивные расходомеры. Расходомеры вмонтированы в испытательные стенды в соответствии с заводскими стандартами компании. Кроме этого, для измерения расхода используются диафрагмовые и вихревые расходомеры и расходомеры с турбинными колесами.

6.2.2 Давление

Вследствие того, что напор не зависит от параметров перекачиваемой жидкости, компания Grundfos указывает напор насоса, а не давление на выходе, см. раздел 2.4. Напор рассчитывается исходя из значений полного давления на входе и выходе насоса, а также плотности жидкости.

Полное давление является суммой статического и динамического давлений. Для измерения статического давления применяется измерительный преобразователь давления, а динамическое давление рассчитывается исходя из диаметра трубопровода в месте отбора давления и расхода в трубопроводе. Если измерительные преобразователи давления на входе и выходе насоса установлены на различных высотных уровнях, то при определении полного давления следует принять во внимание разность высот.

Для получения точных показаний давления течение жидкости должно быть равномерным и ламинарным. Насос, изгибы трубопроводов и клапаны нарушают равномерное течение потока и создают завихрения в трубопроводе. Учитывая сказанное, отводы давления следует располагать не ближе минимального расстояния от насоса, колен трубопроводов и других элементов системы, см. рисунок 6.3.

Отводы для датчиков давления перед насосом должен располагаться на расстоянии двух диаметров трубы от насоса и не менее четырех диаметров трубы от колен трубопровода и клапанов, см. рисунок 6.3. отвод для датчика давления за насосом должен располагаться на расстоянии двух диаметров трубы от насоса и не менее двух диаметров трубы перед такими источниками турбулентности, как колена и клапаны.

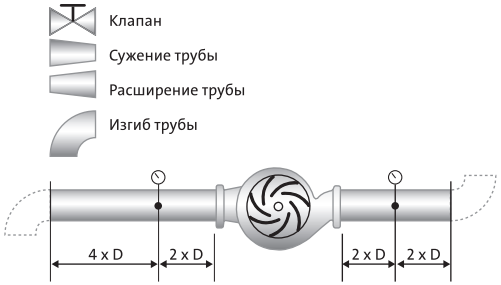


Рисунок 6.3. Отвод давления перед насосом и за насосом. В качестве диаметра трубы D принимается внутренний диаметр

Отводы для датчиков давления должны иметь такую конструкцию, которая максимально снижает влияние скорости потока на измерение статического давления. Для уравновешивания возможных отклонений поля скоростей каждая точка отбора давления должна быть оснащена четырьмя отверстиями для отбора давления, это позволит получить усредненное давление для указанной точки, см. рисунок 6.4.

Сверление измерительных отверстий следует производить перпендикулярно касательной к поверхности трубы и перпендикулярно направлению потока. Диаметр измерительных отверстий не должен быть большим, стенки отверстий не должны иметь острые кромки для снижения вихреобразования внутри и вокруг отверстий, см. рисунок 6.5.

Важно полностью удалить воздух из отводов для датчиков и соединительных трубок измерительных датчиков давления перед началом измерений. Наличие воздуха в трубке между отводом давления и датчиком давления приведет к возникновению ошибок при измерении давления.

Датчик давления измеряет давление на конце соединительной трубки. Чтобы получить фактическое давление, в измеренное значение давления следует внести поправку на разность высот между центром Отвода для датчика давления и самим датчиком, см. рисунок 6.4. Такую корректировку необходимо выполнить для отводов, установленных на входе и выходе насоса. При установке насоса в колодце со свободной поверхностью воды необходимо учитывать разницу в высоте между поверхностью жидкости и отводом для датчика давления, установленном на нагнетательном трубопроводе насоса, см. раздел 6.2.4.

6.2.3 Температура

При определении плотности жидкости необходимо вносить поправку на температуру. Плотность жидкости используется для преобразования между давлением и напором, значения плотности приведены в конце этой книги в таблице «Физические свойства воды».

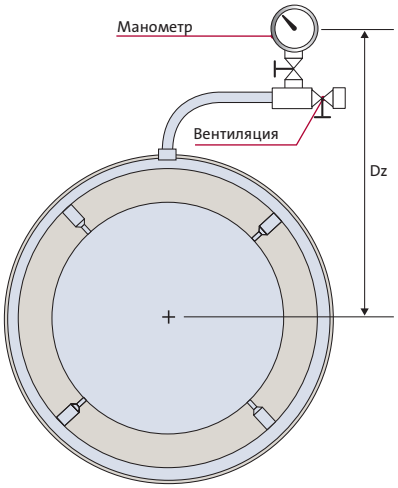


Рисунок 6.4. Расположение отводов для датчиков давления в четырех измерительных отверстиях с целью усреднения давления

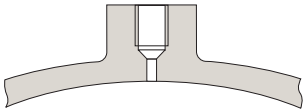
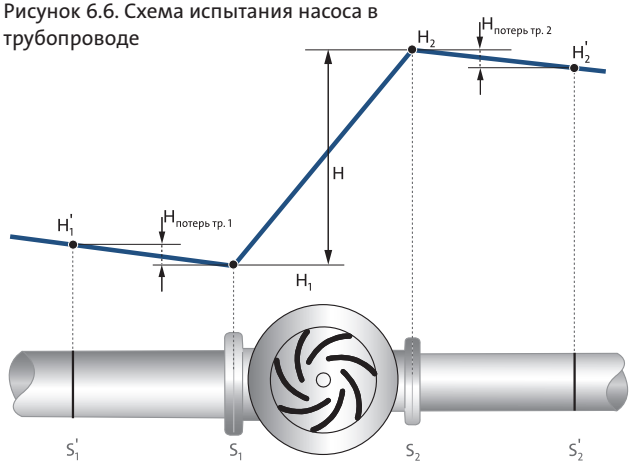


Рисунок 6.5. Схема отвода давления

Рисунок 6.6. Схема испытания насоса в трубопроводе



6.2.4 Расчет напора

Для расчета напора необходимо знать значения расхода, давления и температуры, а также такие геометрические размеры, как диаметры труб, расстояния между элементами и высоту установки элементов. Полный напор, измеренный между фланцами насоса, определяется по следующей формуле:

$$H = H_2 - H_1 \qquad (6.1)$$

На рисунке 6.6 показаны точки проведения измерений. Отборы давления и соответствующие им напоры обозначены символом (’). Отборы давления для измерения производятся в точках S'_1 и S'_2 и, следовательно, полный напор определяется по такой формуле:

$$H = (H'_2 + H_{\text{потерь тр.,2}}) - (H'_1 - H_{\text{потерь тр.,1}}) \qquad (6.2)$$

где $H_{\text{потерь тр. 1}}$ и $H_{\text{потерь тр. 2}}$ являются потерями на трение в трубе между фланцами насоса и точками отбора давления.

Потери на трение зависят от скорости потока, диаметра трубопровода, расстояния от фланца трубы до точки отбора давления и шероховатости внутренней поверхности трубопровода. Методика расчета потерь на трение в трубопроводе описана в разделе 5.3.1.

Если потери на трение между точкой отбора давления и фланцем не превышает 0,5% от напора насоса, то такие потери обычно считаются пренебрежительно малыми и не принимаются во внимание. Более подробное описание приведено в разделе 8.2.4 стандарта ISO 9906.

Рисунок 6.7. Проведение испытаний насоса при наклонных трубопроводах.

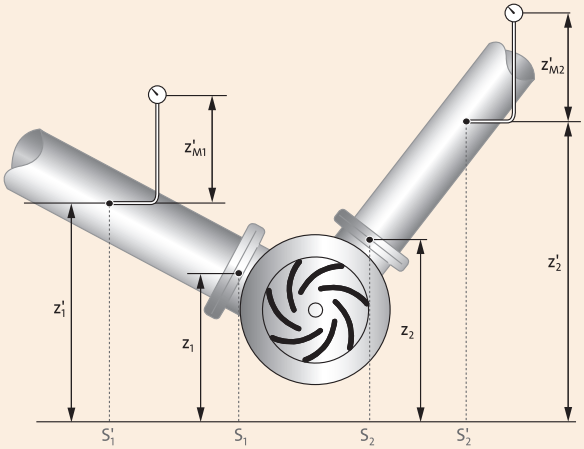
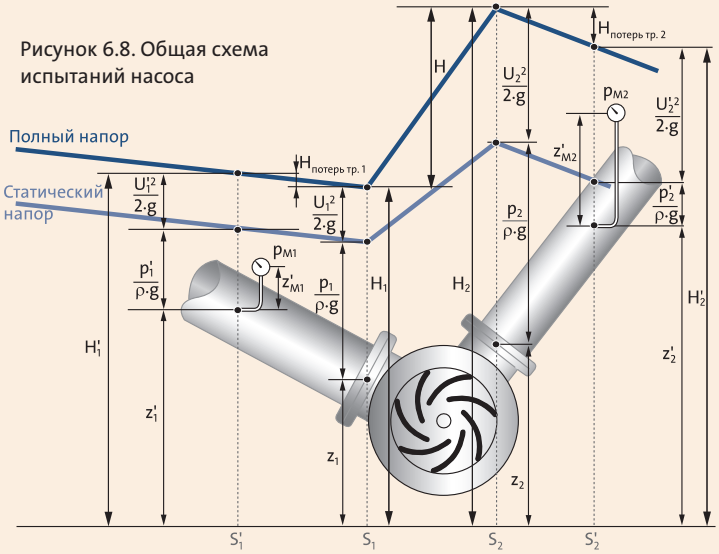


Рисунок 6.8. Общая схема испытаний насоса



6.2.5 Общий расчет напора

На практике испытания насоса не обязательно проводятся на горизонтально расположенных трубопроводах, см. рисунок 6.7. Наклонное расположение трубопроводов приводит к возникновению разницы высот между фланцами насоса на входе z'_1 и выходе z'_2, и соответственно, между центрами входного и выходного фланцев z_1 и z_2. Кроме этого, установка манометра возможна на уровне, который отличается от уровня центра трубопровода. Указанные разницы уровней должны быть приняты во внимание при определении напора.

Так как манометр измеряет только статическое давление, следует также измерить динамическое давление, которое зависит от диаметра трубопровода и может отличаться для всасывающего и напорного трубопроводов насоса.

Базовая схема испытания насоса приведена на рисунке 6.8. Полный напор зависит от давлений P_1 и P_2 и скоростей U_1 и U_2 на входном и выходном фланцах S_1 и S_2 и вычисляется по следующей формуле:

$$H = \underbrace{z_2 - z_1}_{\text{Барометрическое давление}} + \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g}}_{\text{Статическое давление}} + \underbrace{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g}}_{\text{Динамическое давление}} \qquad (6.3)$$

Подставляя измеренные на фланцах S'_1 и S'_2 значения получаем универсальное уравнение для полного напора:

$$H = \left[z'_2 + \left(\frac{p'_{M2}}{\rho \cdot g} + z'_{M2} \right) + \frac{U'^2_2}{2 \cdot g} + H_{\text{потерь тр., 2}} \right] - \left[z'_1 + \left(\frac{p'_{M1}}{\rho \cdot g} + z'_{M1} \right) + \frac{U'^2_1}{2 \cdot g} - H_{\text{потерь тр.,1}} \right] \qquad (6.4)$$

6.2.6 Потребляемая мощность

Существует определенное различие между измеренной мощностью насоса P_2, и потребляемой электрической мощностью P_1. Мощность насоса может быть определена лучше всего как произведение угловой скорости вала ω на крутящий момент на валу. Для измерения момента применяется торсиометр. Кроме этого, возможно измерение мощности насоса на основе параметра P_1. Однако при этом необходимо знать характеристики электродвигателя. В последнем случае важно понимать, что рабочие параметры электродвигателя изменяются по мере эксплуатации вследствие износа подшипников, а также зависят от температуры и напряжения питания.

Потребление энергии зависит от плотности перекачиваемой жидкости. Измеренная потребляемая мощность, таким образом, обычно приводится к стандартной жидкости с плотностью 1000 кг/м^3, что соответствует плотности воды при температуре 4°C. Напор и подача не зависят от плотности перекачиваемой жидкости.

6.2.7 Частота вращения

Частота вращения обычно измеряется с помощью оптического счетчика или магнитного датчика, оснащенного установленной по окружности электродвигателя катушкой. Другим способом определения частоты вращения является использование параметров электродвигателя и значения измеренной мощности P_1. Данный способ, тем не менее, является непрямым и имеет большую погрешность, так как характеристики электродвигателя изменяются с течением времени, как было указано выше.

Показатели часто создаются для постоянной определенной частоты вращения. Для их приведения к другой частоте вращения используются описанные в разделе 4.5 уравнения подобия. Расход, напор и потребляемая мощность при этом изменяются, однако КПД насоса не изменяется столь значительно, если изменение частоты не превышает ± 20%.

6.3 Измерение NPSH насоса

При испытаниях NPSH измеряется как наименьшее абсолютное давление на входе, при котором не происходит возникновение кавитации, при заданном расходе и для определенной жидкости с давлением паров $p_{н.п.}$, см. раздел 2.10 и формулу (2.16).

Типичным признаком начала кавитации является повышение уровня шума выше обычного. При появлении кавитации напор и расход насоса обычно снижаются. Увеличение кавитации можно определить по падению расхода при неизменном напоре. Кавитация может привести к возникновению эрозионного износа проточной части насоса.

Далее приведено описание испытаний для получения $NPSH_{3\%,}$ которые дают представление о влиянии явления кавитации на гидравлические показатели насоса. Уровень шума и эрозионного износа вследствие воздействия кавитации не определяется.

На практике это испытание фактически не устанавливает момент начала кавитации, для определения требуемого положительного подпора на входе $NPSH_R$ используется определенное (3%) снижение напора насоса, вследствие чего данный параметр получил наименование $NPSH_{3\%}$.

Для проведения испытаний $NPSH_{3\%}$ требуется предварительно измеренная базовая кривая QH насоса, при этом давление на входе должно быть достаточно большим для исключения кавитации. Кривая 3% снижения напора создается на основе базовой кривой с учетом снижения напора на 3%. Проведение испытаний $NPSH_{3\%}$ в компании Grundfos осуществляется двумя способами. Один из них заключается в постепенном снижении давления на входе при постоянной подаче, а во втором производится постепенное повышение подачи при постоянном давлении на входе.

6.3.1 Испытания $NPSH_{3\%}$ путем снижения давления на входе

Этот способ испытаний $NPSH_{3\%}$ наилучшим образом подходит, если кривая $NPSH_{3\%}$ имеет незначительную кривизну.

При проведении испытаний $NPSH_{3\%}$ подача поддерживается на постоянном уровне, в то время как давление на входе $p_{стат.вх}$ и, следовательно, параметр $NPSH_A$ постепенно снижаются до того момента, как падение напора превысит 3%. Полученное значение для последней точки измерений, при которой падение напора не снизилось ниже кривой 3%, считается значением $NPSH_{3\%}$ при заданной подаче.

Для построения кривой $NPSH_{3\%}$ необходимо проведение цикла испытаний при различных значениях расхода. На Рисунке 6.9 показаны результаты измерений $NPSH_{3\%}$, полученные при проведении испытаний при постоянном расходе и постепенном уменьшении давления на входе. Указанные значения NPSH показаны на NPSH кривой насоса.

Порядок испытаний $NPSH_{3\%}$ при постепенном снижении давления на входе:

1. Испытания и построение базовой кривой QH завершены
2. Построение кривой 3% снижения на основе базовой кривой при напоре, сниженном на 3% по сравнению с опорной кривой
3. Выбор 5–10 значений расхода
4. Проведение испытаний для выбранных значений расхода, начиная с наибольшим расходом
5. Степень открытия регулирующего противодавление клапана остается неизменной
6. Давление на входе постепенно снижается, производятся измерения соответствующих значений расхода, напора и давления на входе
7. Испытания продолжаются до момента снижения напора на 3% от напора, указанного на опорной кривой
8. Этапы 4–7 повторяются для каждой точки подачи

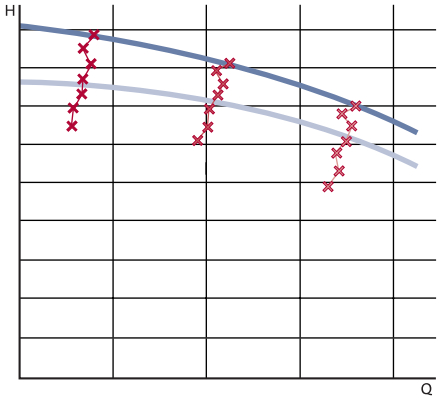


Рисунок 6.9. Проведение измерений $NPSH_A$ при снижении давления на входе

Базовая кривая
Кривая 3%
Измеренный напор

6.3.2 Испытания $NPSH_{3\%}$ путем увеличения расхода

Когда кривая $NPSH_{3\%}$ имеет большую кривизну, такая методика испытаний $NPSH_{3\%}$ предпочтительна. Такой тип испытаний $NPSH_{3\%}$ хорошо подходит также для тех случаев, когда сложно изменить давление на входе, например, при проведении испытаний на открытом стенде.

При проведении испытаний $NPSH_{3\%}$ на входе поддерживается постоянное давление, постоянный уровень воды или степень открытия регулировочного клапана, установленного перед насосом. Расход повышается от положения полного закрытия клапана до момента, когда значение напора снижается на 3% относительно опорной кривой см. рисунок 6.10. Для построения кривой $NPSH_{3\%}$ необходимо проведение цикла испытаний при различных значениях давления на входе.

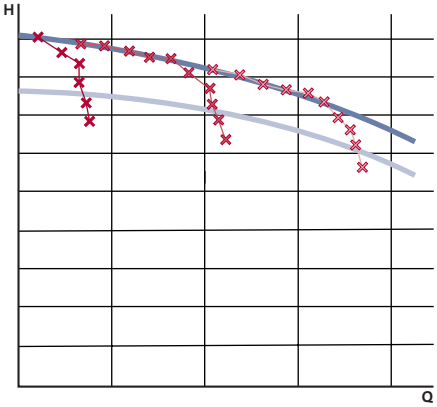


Рисунок 6.10. Измерение $NSPH_A$ при увеличении подачи

Базовая кривая
Кривая 3%
Измеренный напор

Порядок испытаний $NPSH_{3\%}$ при постепенном увеличении расхода

1. Испытания и построение базовой кривой QH завершены
2. Построение кривой 3% снижения на основе базовой кривой при напоре, сниженном на 3% по сравнению с опорной кривой
3. Выбор 5–10 значений давления на входе
4. Проведение испытаний осуществляется при выбранном давлении на входе
5. Расход насоса увеличивается от нулевого значения, при этом производится измерение соответствующих значений расхода, напора и давления на входе
6. Испытания продолжаются до момента снижения напора на 3% от напора, указанного на опорной кривой
7. Этапы 4–6 повторяются для каждой точки подачи

6.3.3 Испытательные стенды

При использовании закрытого испытательного стенда для практического испытания насосов возможно регулирование давления в системе. Давление в системе снижается при удалении воды из системы. Кроме этого, давление в системе может быть снижено с помощью дроссельного клапана или вакуумного насоса, см. рисунок 6.11.

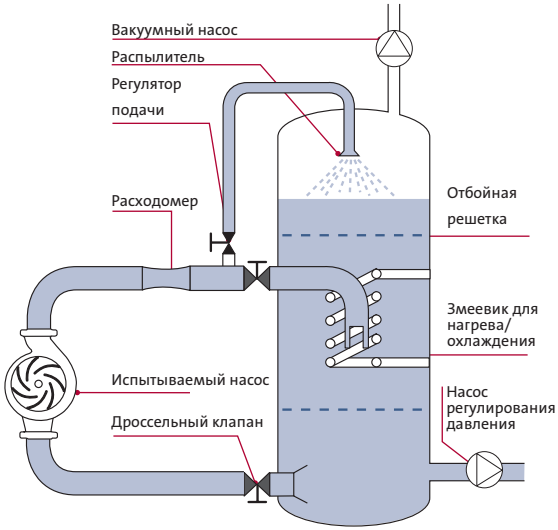


Рисунок 6.11. Схема закрытого испытательного стенда для измерения NPSH.

Регулировка давления на входе при проведении испытаний на открытом испытательном стенде, см. рисунок 6.12, осуществляется двумя способами: изменением уровня воды в резервуаре или установкой клапана перед насосом. Регулирование расхода выполняется с помощью дроссельного клапана за насосом.

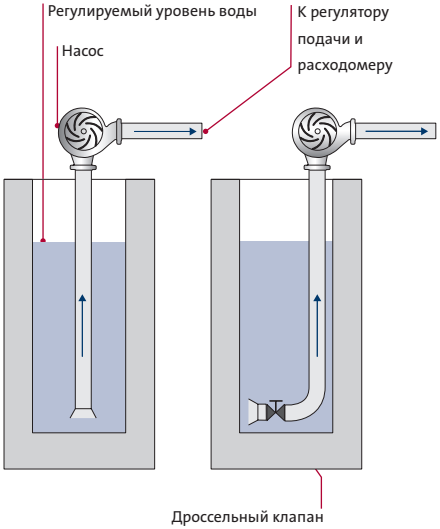


Рисунок 6.12. Схема открытого испытательного стенда для измерения NPSH

6.3.4 Качество воды

При наличии в перекачиваемой воде растворенного воздуха происходит изменение показателей насоса, аналогичных изменениям при кавитации. Таким образом, при проведении испытаний NPSH необходимо удостовериться в том, что содержание растворенного в воде воздуха не превышает допустимых пределов. На практике это может быть сделано путем удаления воздуха из воды в течение нескольких часов. Этот процесс называется дегазированием.

В закрытом испытательном стенде для дегазирования воды осуществляется обильное распыление воды по направлению к отбойной решетке при сниженном давлении в резервуаре, что приводит к выходу пузырьков воздуха из жидкости, см. рисунок 6.11. После накопления определенного объема воздуха в резервуаре часть воздуха удаляется вакуумным насосом, далее процедура повторяется при еще более низком давлении в резервуаре.

6.3.5 Давление и плотность насыщенных паров

Давление и плотность насыщенных паров воды зависят от температуры и приведены в таблице «Физические свойства воды» в конце книги. Таким образом, при проведении испытаний NPSH должна быть измерена температура жидкости.

6.3.6 Базовая плоскость

NPSH является абсолютной величиной, которая измеряется относительно базовой плоскости. В данном случае в качестве отметки базовой плоскости используется центр окружности заднего диска рабочего колеса, который проходит через переднюю кромку лопаток, см. рисунок 6.13.

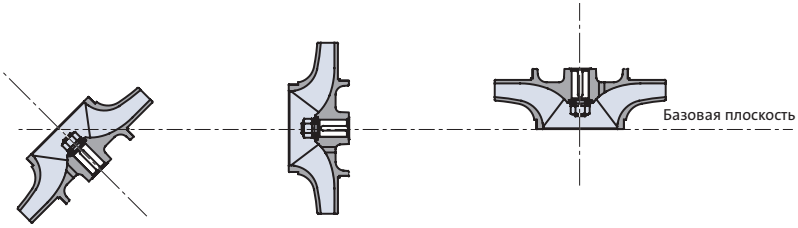


Рисунок 6.13. Базовые плоскости при измерении NPSH

6.3.7 Барометрическое давление

На практике давление на входе измеряется относительно давления окружающей среды, что обуславливает необходимость измерения барометрического давления в месте и во время проведения испытаний.

6.3.8 Расчет $NPSH_A$ и определение $NPSH_{3\%}$

$NPSH_A$ может быть рассчитан по следующей формуле:

$$NPSH_A = \frac{p_{стат.\ вх} + p_{бар} + 0.5 \cdot \rho \cdot V_1^2}{\rho \cdot g} + z_{geo} - H_{Потерь\ тр.} - \frac{p_{н.п.}}{\rho \cdot g} \quad (6.5)$$

$p_{стат.\ вх}$ = измеренное относительное давление на входе;
$p_{бар}$ = барометрическое давление;
V_1 = скорость на входе;
z_{geo} = высота датчика давления над насосом;
$H_{Потерь\ тр.}$ = потери в трубе между отводом давления и насосом;
$p_{н.п.}$ = давление паров (по данным таблицы);
ρ = плотность (по данным таблицы).

Значение параметра $NPSH_{3\%}$ можно определить по изменению напора во время испытаний, см. рисунок 6.14. Значение параметра $NPSH_{3\%}$ определяется на основе значения $NPSH_A$, которое рассчитывается по данным точки, расположенной над кривой 3%.

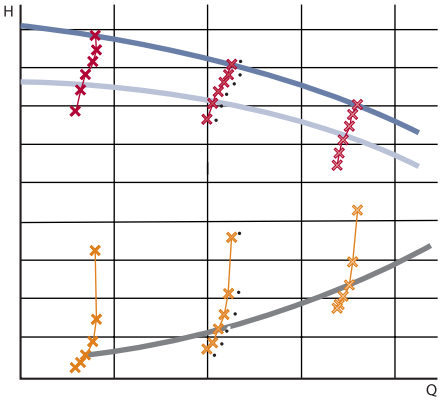


Рисунок 6.14. Определения $NPSH_{3\%}$

Базовая кривая
Кривая 3%
Измеренный напор
$NPSH_{3\%}$
$NPSH_A$

6.4 Измерение сил

Единственным надежным способом определения нагрузок является измерение осевых и радиальных сил на рабочем колесе. Это связано с тем, что такие силы сложно вычислить с достаточной точностью, так как для этого требуется провести полномасштабное трехмерное компьютерное моделирование потока.

6.4.1 Измерительная система

Измерение сил, действующих во вращающейся системе (рабочее колесо и вал), выполняется с помощью измерительной системы.

Осевую силу можно измерить, если вынести упорный подшипник за пределы электродвигателя и закрепить его на динамометре, см. рисунок 6.15. Возникающие при работе насоса осевые силы воспринимаются подшипником и могут быть измерены динамометром.

Кроме этого возможно измерение осевых и радиальных сил при установке вала в магнитном подшипнике, фиксация которого осуществляется магнитными силами. Вал фиксируется магнитными силами, как в осевом, так и в радиальном направлениях. Сдвигающие силы в магнитном подшипнике можно измерить, что позволит получить данные о радиальных и осевых силах, см. рисунок 6.16.

Измерение радиальных и осевых сил с использованием магнитного подшипника отличается высоким быстродействием, что предоставляет возможность измерять как статические, так и динамические нагрузки.

При использовании магнитного подшипника проточная часть насоса закрепляется непосредственно в магнитном подшипнике. Важно, чтобы размеры присоединительного фланца точно соответствовали геометрическим размерам насоса, так как всего лишь незначительные изменения характера движения потока в полостях насоса могут привести к существенному изменению сил, действующих на рабочее колесо.

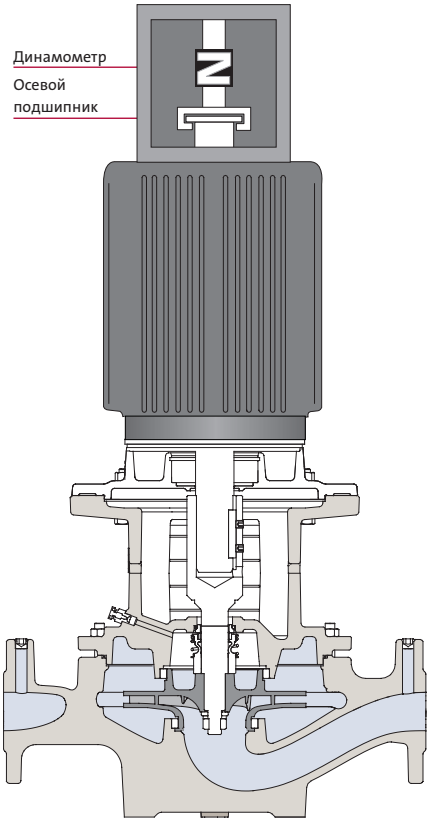


Рисунок 6.15. Измерение осевой силы в подшипнике с помощью динамометра

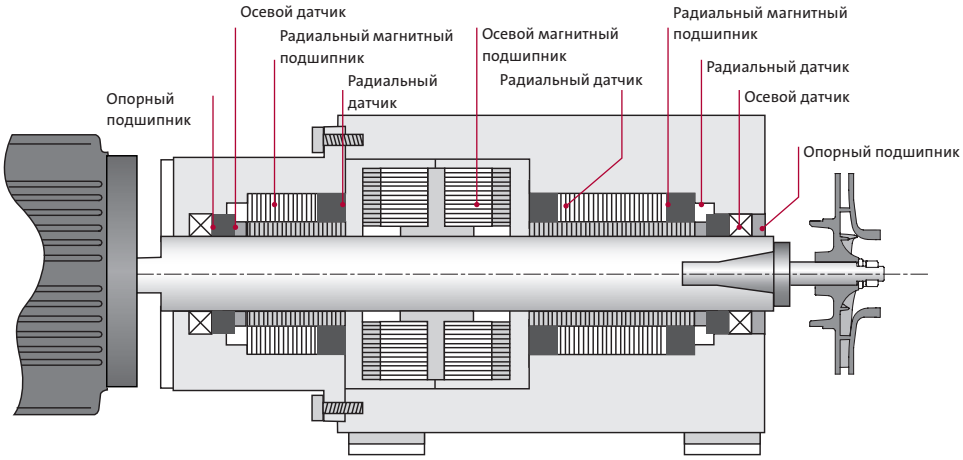


Рисунок 6.16. Измерение радиальной и осевой силы с помощью магнитного подшипника

6.4.2 Выполнение измерений сил

При измерении сил насос устанавливается на испытательном стенде таким же образом, как при испытаниях QH. Измерение сил выполняется одновременно с испытаниями QH.

С одной стороны на вал воздействует давление насоса, с другой стороны давление окружающей среды. Таким образом, давление в системе влияет на осевую силу.

При необходимости сравнения осевых сил, измеренных при различных давлениях в системе, следует привести давления в системе к одинаковому значению. Сила, действующая на конец вала, определяется умножением площади конца вала на давление в насосе.

6.5 Погрешность при измерении технических показателей

В любых измерениях имеется погрешность. При испытаниях насоса на стенде погрешность — это сумма погрешностей всего измерительного оборудования, изменений в испытательном стенде и изменений в насосе.

6.5.1 Стандартные требования к погрешностям

Погрешности измерительного оборудования указываются и соответствуют требованиям, в стандарте на испытания гидравлических показателей, ISO 9906.

Стандарт ISO 9906 также устанавливает допустимую погрешность для комплексных измерительных систем. В состав комплексной измерительной системы входит трубопроводный контур испытательного стенда, измерительное оборудование и система регистрации данных. Погрешность комплексной измерительной системы выше, чем сумма погрешностей отдельных измерительных приборов вследствие того, что полная погрешность также включает в себя нескорректированные отклонения насоса, возникшие при проведении испытаний.

Указанные отклонения, которые оказывают влияние на точность измерений, связанных с характеристиками жидкости и частотой вращения рабочего колеса насоса. Корректировка измерений заключается в приведении полученных результатов измерений к постоянной температуре жидкости и постоянной частоте вращения насоса.

Для получения наиболее вероятных результатов измерений при испытаниях насоса проводятся несколько серий испытаний, после чего полученные значения усредняются. В ISO 9906 содержатся рекомендации по оценке точности средних результатов испытаний на основе параметра повторяемости полученных значений. Определение повторяемости значений является упрощенной функцией статистического нормального отклонения.

6.5.2 Общая погрешность

При повторяемости результатов испытаний на стенде точность обычно выше точности полученных данных. При проектировании новых моделей небольшие изменения показателей имеют большое значение, и, таким образом, проведение испытаний на одном стенде является существенным преимуществом.

При проведении испытаний на различных стендах возможен значительный разброс полученных значений в соответствии с общей погрешностью.

6.5.3 Измерение погрешности испытательного стенда

Компания Grundfos разработала метод оценки общей погрешности испытательного стенда. Метод дает значение стандартного отклонения кривой QH и значение стандартного отклонения при измерении показателей. Это тот же метод, который используется для геометрических измерительных приборов, например штангенциркулей.

Описание этого метода приведено в стандарте компании Grundfos GS 241A0540: «Измерительные стенды и испытательное оборудование».

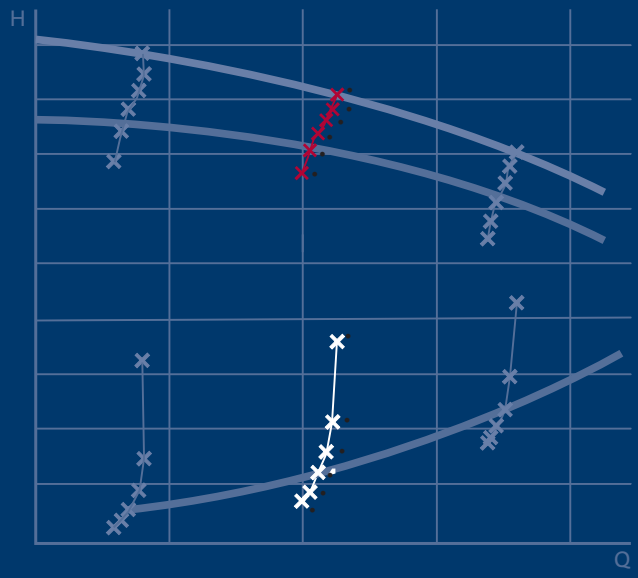
6.6 Выводы

В этой части приведено описание гидравлических испытаний, проводимых на комплектных насосных агрегатах и элементах проточной части насосов. Описаны измеряемые параметры и возможные проблемы при планировании и проведении испытаний. Кроме этого, описана обработка полученных данных, например, значений напора и NPSH.

Приложения

Приложение A. **Единицы**

Приложение B. **Проверка результатов испытаний**



А. Единицы

Некоторые единицы системы СИ

Основные единицы

Величина	Наименование	Единица
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Температура	кельвин	К

Дополнительные единицы

Величина	Наименование	Единица	Определение
Угол	радиан	рад	Один радиан равен углу с вершиной в центре окружности, который ограничен дугой окружности, длина которой равна длине радиуса окружности.

Производные единицы

Величина	Наименование	Единица	Определение
Сила	ньютон	Н	$Н = кг \cdot м / с^2$
Давление	паскаль	Па	$Па = Н/м^2 = кг/(м \cdot с^2)$
Энергия, работа	джоуль	Дж	$Дж = Н \cdot м = Вт \cdot с$
Мощность	ватт	Вт	$Вт = Дж/с = Н \cdot м/с = Кг \cdot м^2/с^3$
Импульс			$кг \cdot м/с$
Момент			$Н \cdot м$

Преобразование единиц

Длина

м	дюйм	фут
1	39.37	3.28
0.0254	1	0.0833

Время

с	мин	ч (час)
1	$16.6667 \cdot 10^{-3}$	$0.277778 \cdot 10^{-3}$
60	1	$16.6667 \cdot 10^{-3}$
3600	60	1

Расход (подача), объемный расход (объемная подача)

$м^3/с$	$м^3/ч$	л/с	галл./мин (США)
1	3600	1000	15852
$0.277778 \cdot 10^{-3}$	1	0.277778	4.4
10^{-3}	3.6	1	15.852
0.000063	0.2271	0.063	1

Массовый расход

кг/с	кг/ч
1	3600
$0.277778 \cdot 10^{-3}$	1

Скорость

м/с	км/ч	фут/с
1	3600	3.28
$0.277778 \cdot 10^{-3}$	1	0.9119
0.3048	1.097	1

Частота вращения

Об/мин — обороты в минуту	$с^{-1}$	рад/с
1	$16.67 \cdot 10^{-3}$	0.105
60	1	6.28
9.55	0.1592	1

Давление

кПа	бар	м вод.с.
1	0.01	0.102
100	1	10.197
9.807	$98.07 \cdot 10^{-3}$	1

Температура

К	°С
1	t(°C) = T - 273.15K
T(кельвин) = 273.15°C + t	1

Работа, энергия

Дж	кВт•ч
1	$0.277778 \cdot 10^{-6}$
$3.6 \cdot 10^{6}$	1

Кинематическая вязкость

$м^2/с$	сСт
1	10^{6}
10^{-6}	1

Динамическая вязкость

Па•с	сП
1	10^{3}
10^{-3}	1

B. Проверка результатов испытаний

При получении неожиданных результатов испытаний может быть трудно найти причину. Результаты испытаний не соответствуют ожиданиям? Правильно ли измеряет испытательный стенд? Может быть, испытания, с которыми мы сравниваем, ненадежны? Какие-то единицы были заменены при обработке данных?

Типичные примеры отклонений от ожидаемых результатов приведены ниже. Ниже представлены некоторые рекомендации по поиску ошибок для отклоняющихся результатов.

Испытания показывают, что КПД ниже каталожной кривой.

Возможная причина	Что проверить	Как найти ошибку
Потребляемая мощность чрезмерно большая и/или напор недостаточно высок	Проверьте отклонение значений потребляемой мощности или напора	Используйте одну из схем 1–3, описанных ниже

Таблица 1. Испытания показывают, что потребляемая мощность для произведенного насоса лежит ниже каталожного значения, но напор соответствует каталожной кривой.

Возможная причина	Что проверить	Как найти ошибку
Каталожная кривая не соответствует результатам испытаний серии — 0	Сравните результаты серии — 0 испытаний с каталожной кривой	Если обнаружены расхождения между каталожной кривой и результатами испытаний серии — 0, то насос не будет работать в соответствии с каталожной кривой.
Диаметр рабочего колеса или ширина выходного канала превышает размеры для серии — 0	Выполните масштабирование результатов испытаний насоса с уменьшенным диаметром D2 до совпадения мощности на большей части кривой. Если напор также совпадает с кривой, то возможно диаметр испытываемого насоса чрезмерно большой. Повторите такую же процедуру для ширины b2 на выходе рабочего колеса. Порядок масштабирования D2 и b2 описан в части 4.5	Убедитесь в том, что при испытаниях используется колесо соответствующих размеров. Измерьте выход рабочего колеса насоса для насосов серии — 0. Отрегулируйте диаметр рабочего колеса и ширину выхода при изготовлении насоса.
Обнаружено механическое зацепление	Прослушайте шум работы насоса. При наличии повышенного шума отключите насос и проверните вал от руки для определения трения. Изучите различия двух кривых мощности. Если кривые совпадают, вероятность зацепления достаточно высока.	Устраните причину повышенного трения.
КПД работы электродвигателя ниже заявленной	Разобщите электродвигатель и насос. Проведите отдельные испытания. Испытания насоса можно проводить на стенде с торсиометром или калиброванным электродвигателем.	Если потребляемая мощность насоса соответствует паспортным данным, то проблема заключается в электродвигателе. Определите причину неисправности электродвигателя.

Таблица 2. Испытания показывают, что потребляемая мощность и напор лежат ниже каталожной кривой.

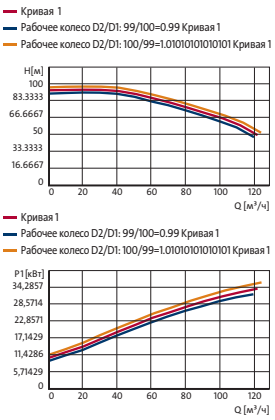
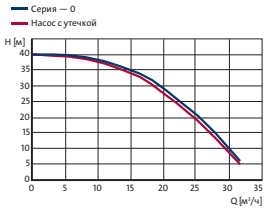
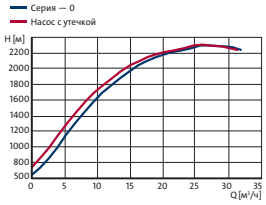
Возможная причина	Что проверить	Как найти ошибку
Кривые построены для различных частот вращения.	Определите частоты, при которых проводились заводские и текущие испытания.	Приведите кривые к одинаковой частоте и выполните сравнение еще раз.
Каталожная кривая не отражает результаты испытаний серии — 0	Сравните результаты испытаний серии — 0 с каталожной кривой.	Если обнаружены расхождения между каталожной кривой и результатами испытаний серии — 0, то насос не будет работать в соответствии с каталожной кривой.
Диаметр рабочего колеса или ширина выходного канала меньше размеров для испытаний серии — 0	Выполните масштабирование результатов испытаний насоса с увеличенным диаметром D2 до совпадения мощности на большей части кривой. Если напор также совпадает с кривой, то возможно диаметр испытываемого насоса недостаточно большой. Повторите такую же процедуру для ширины b2 на выходе рабочего колеса. Порядок масштабирования D2 и b2 описан в части 4.5 	Измерьте выход рабочего колеса насоса для насосов серии — 0. Отрегулируйте диаметр рабочего колеса и ширину выхода при производстве.

Таблица 3. Потребляемая мощность соответствует каталожной кривой, однако напор слишком низкий.

Возможная причина	Что проверить	Как найти ошибку
Каталожная кривая не отражает результаты испытаний серии — 0	Сравните результаты испытаний серии — 0 с каталожной кривой.	Если обнаружены расхождения между каталожной кривой и результатами испытаний серии — 0, то насос не будет работать в соответствии с каталожной кривой.
Повышенное гидравлическое сопротивление	Сравните кривые QH для одинаковой частоты вращения. Если разница между кривыми возрастает по параболе при повышении подачи, то это свидетельствует о повышенных потерях на трение. Проверьте шероховатость поверхностей и состояние входа насоса.	Устраните выступы на поверхности и шероховатость. Удалите элементы, которые блокируют вход насоса.
Расчет напора не был выполнен надлежащим образом	Уточните данные о диаметре трубопровода и месте установки измерительного преобразователя давления. Убедитесь в том, что при расчетах была использована правильная плотность для жидкости.	Выполните расчет напора повторно.
Ошибка при измерении перепада давлений	Изучите отчет о калибровке испытательного стенда. Убедитесь в том, что из отводов давления и соединительных трубок удален воздух. Убедитесь в том, что измерительные преобразователи давления могут работать в соответствующем диапазоне измерений.	Если с момента последней калибровки насоса прошло более одного года, выполните повторную калибровку. Применяйте измерительные преобразователи соответствующего типа.
Кавитация	Проверьте наличие достаточного давления на входе насоса. См. разделы 2.10 и 6.3.	Поднимите давление в системе.

Таблица 3 (продолжение)

Возможная причина	Что проверить	Как найти ошибку
Повышенный объем протечек	Сравните кривые QH и кривые мощности. Если кривая имеет смещение в горизонтальном направлении, которое уменьшается по мере снижения напора (разница давлений над зазором), то это может указывать на увеличение потерь на утечки. Описание потерь вследствие утечек описано в разделе 5.3.7. Измерьте диаметр уплотняющих поверхностей вращающейся и неподвижной частей. Сверьте полученные результаты с размерами, указанными на чертеже. Проверьте наличие в насосе утечек другого рода.  	Замените уплотнение рабочего колеса. Устраните все нежелательные пути циркуляции жидкости.

Список литературы

European Association of Pump Manufacturers (1999), ”NPSH for rotordynamic pumps: a reference guide”, 1st edition.

R. Fox and A. McDonald (1998), ”Introduction to Fluid Mechanics”. 5. edition, John Wiley & Sons.

J. Gulich (2004), ”Kreiselpumpen. Handbuch fur Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb”.
2nd edition, Springer Verlag.

C. Pfleiderer and H. Petermann (1990), ”Stromungsmachinen”. 6. edition, Springer Verlag, Berlin.

A. Stepanoff (1957), ”Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application”. 2nd edition, John Wiley & Sons.

H. Albrecht and others (2002), ”Laser Doppler and Phase Doppler Measurement Techniques”. Springer Verlag, Berlin.

H. Hansen and others (1997), ”Danvak. Varme- og klimateknik. Grundbog”. 2nd edition.

Pumpeståbi (2000). 3rd edition, Ingeniøren A/S.

Motor compendium. Department of Motor Engineering, R&T, Grundfos.

G. Ludwig, S. Meschkat and B. Stoffel (2002). ”Design Factors Affecting Pump Efficiency”, 3rd International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems, Treviso, Italy, September 18-20.

Стандарты

ISO 9906 Rotodynamic pumps — Hydraulic performance acceptance test-Grades 1 and 2. Стандарт относится к гидравлическим испытаниям и содержит указания по обработке данных и изготовлению испытательного оборудования.

Стандарт ISO 9906 заменил стандарт ISO 2548.

Стандарт ISO 9906 заменил стандарт ISO 3555.

ISO 5198 Pumps — Centrifugal-, mixed flow — and axial pumps — Hydraulic function test — Precision class

GS 241A0540 Test benches and test equipment. Стандарт компании Grundfos для сооружения и модернизации испытательных стендов и устройств регистрации данных.

Указатель

N

NPSH 31,40,105,109

$NPSH_A$ (имеющийся) 40

$NPSH_R$ (требуемый)....41

А

Абсолютная скорость.... 60

Абсолютная температура.... 33

Абсолютное давление.... 33

Б

Базовая кривая 105

Базовая плоскость 36, 108

Баланс крутящих моментов 64

Барометрическое давление....33, 109

В

Виды потерь 78

Вихревые зоны....89

Вихревые потери 89

Вихри 87

Всасывающий трубопровод 40

Вспомогательный насос 50

Вторичный вихрь....91

Вторичный поток 19

Вход 14, 62

Входной фланец....14

Высота выхода рабочего колеса....70

Выступ.... 22

Выход....63

Выходной диффузор 22

Выходной фланец 14

Г

Гидравлические потери 78,80

Гидравлический диаметр 82

Гидродинамическое трение....81

Годовое потребление электроэнергии 56

Горловина 22

Е

Давление 32

Давление в системе 107

Давление насоса 34,35

Давление насыщенных паров.... 40,108

Датчик абсолютного давления 33

Датчик давления.... 33

Датчик дифференциального давления 33

Дегазирование 108

Диаграмма Муди....84

Диаметр выхода 70

Диаметр трубы 36

Динамическое давление 32

Динамическое давление насоса 35

Диффузор 21,86

Дроссельное регулирование 51,52

Дроссельный клапан.... 52

З

Заказная спецификация 30

Законы подобия....68

Закрытая система 49

И

Измерение давления 98

Измерение сил 110

Измерение скорости 98

Измерительные отверстия 101

Измерительный датчик давления 100, 101

Испытания при выходном контроле 99
Испытания NPSH3% 105

К

Кавитация.....40,105
Камера..... 23
Канализационные насосы 24
Качество воды 108
Класс энергоэффективности 57
Кольцевая область 62
Кольцевой диффузор 22
Контрольный объем 64
Коррозия 85
Коэффициент потери давления 81,88
Коэффициент проскальзывания 73
Коэффициент трения 82
КПД 39
КПД насоса 39
КПД насосной установки 39
Кривая QH 34
Кривые мощности 38

Л

Ламинарный поток 83
Лопатки рабочего колеса 15,16

М

Магнитный подшипник 110
Маркировка этикеткой энергоэффективности.....56
Меридиональная скорость..... 60
Меридиональный разрез 60
Метр водяного столба.....34
Механические потери..... 78
Момент.....64
Мощность насоса.....104

Н

Нагрузка, направленная вверх.....44
Нагрузка, направленная вниз 44
Напор..... 31,34,100,102
Направляющие лопатки 23
Направляющий аппарат..... 23
Насос с двусторонним всасыванием 14
Насос с вихревым рабочим колесом..... 16
Насос с мокрым ротором.....17
Насос с односторонним всасыванием 14
Насос с сухим ротором 17
Насос-дробилка..... 27
Насос «ин-лайн» 14
Насос с одноканальным колесом 16,27
Насосы для водоснабжения..... 24
Насосы для повышения давления 24
Насосы с высокой быстроходностью 74
Насосы с низкой быстроходностью..... 74

О

Обратный клапан 51
Оптический счетчик.....104
Осевая нагрузка 19,20
Осевая скорость..... 60
Осевое рабочее колесо..... 16
Осевые силы..... 44,110
Отводы для датчиков давления.....100,102
Открытое рабочее колесо 16
Открытая система 49
Относительная скорость..... 60
Относительное давление..... 33
Отношение площадей 86

П

Паразитные потери....80
Параллельное подключение насосов....50
Первичный вихрь....91
Первичный поток....19
Переходная область....83
Плотность....108
Погружной насос....14
Подобие....70
Подробные измерения....98
Погрешность испытаний....111
Погрешность испытательного стенда....112
Показатель энергоэффективности (EEI)....57
Полезная мощность....38
Полное давление....32
Полное давление насоса....35
Полость....19
Последовательное подключение насосов....51
Потенциальная энергия....37
Потери в насосе....79
Потери в подшипнике....80
Потери в подшипнике вала....80
Потери в уплотнении вала....80
Потери вследствие протечек....19,92
Потери на перемешивание....86
Потери на трение....49,81
Потери на трение в трубе....102
Потери при изменении направления потока....90
Преобразователь частоты....39
Потребляемая мощность....31,104
Предварительная закрутка....62,72
Привод с магнитной муфтой....18
Принцип работы центробежного насоса....12
Промышленные насосы....24
Пропорциональное регулирование....54
Профиль нагрузки....54
Профиль скоростей....100
Пузырьки пара....40

Р

Рабочая точка....48,49
Рабочее колесо....15
Радиальная скорость....60
Радиально-осевое рабочее колесо....16
Радиальное рабочее колесо....16
Радиальные силы....22,44,110
Разгрузочные отверстия....20
Разделение....87
Разделительный стакан ротора....18
Разность барометрических давлений....35,36
Распределение потерь....95
Расходомеры....100
Расчет потерь напора....85
Регулирование в режиме поддержания постоянного давления....54
Регулирование насосов....51
Регулирование частоты вращения....51,53
Регулирование перепускным клапаном....52
Режущий механизм....27
Резервный насос....50
Результаты испытаний....117

С

Самовсасывание....25
Сдвоенный насос....50

Силы течения 64
Снижение осевой нагрузки 20
Содержание воздуха 108
Спиральная камера 21
Стандартная жидкость 38
Старт-стопное регулирование 51,53
Статическое давление 32
Статическое давление насоса 35
Столб жидкости 34
Ступень 23
Сужение 87

Т

Тангенциальная скорость 60
Температура 101
Технические показатели насоса 30
Течение идеальной жидкости 37
Типовое потребление электроэнергии 56
Типы испытаний 98
Торможение потока 21
Торсиометр 104
Точка наивысшего КПД 39
Трение 19
Трение в трубе 82
Трение диска 91
Треугольники скоростей 60,75
Турбулентный поток 83,84

У

Увеличение площади поперечного сечения 86
Угловая скорость 64,104
Угловая частота 62
Угол абсолютной скорости потока 61
Угол лопатки 73,90
Угол относительной скорости потока 61
Угол потока 61,73,90
Удельное число 74,95
Улитка 22
Уменьшение площади поперечного сечения 87
Уплотнение 18
Уплотнение вала 17
Упорный подшипник 20
Уравнение Бернулли 37
Уравнение равновесия 64
Уравнение сохранения момента количества движения .64
Уравнение Эйлера для насоса 64,65
Уравнение энергии 37
Уравнения подобия 53,104
Утечки 92

Ф

Форма лопатки 66
Форма поперечного сечения 83
Форма рабочего колеса 75
Форма рабочего колеса 75

Х

Характеристика насоса 31
Характеристики системы 49
Характеристики электродвигателя 98

Ц

Центробежная сила 12
Циркуляционные насосы 24,25

Ч

Частота вращения 91
Число Рейнольдса.....83

Ш

Шероховатость 81,82,85
Шероховатость поверхности 91

Э

Эксплуатационные испытания 99
Электрическая мощность.....104
Электродвигатель.....17

Список обозначений

Обозначение	Определение	Ед.
ПОДАЧА		
Q	Расход (подача), объемный расход (объемная подача)	[м³/с]
$Q_{расч.}$	Расчетный расход (расчетная подача)	[м³/с]
$Q_{раб.\ к.}$	Расход на рабочем колесе	[м³/с]
$Q_{ут.}$	Расход утечки	[м³/с]
m	Массовый расход	[кг/с]
НАПОР		
H	Напор	[м]
$H_{потерь\ (тип\ потерь)}$	Потери напора в {вид потерь}	[м]
$NPSH$	Допускаемый кавитационный запас	[м]
$NPSH_A$	Имеющийся NPSH (допускаемый кавитационный запас, имеющийся в системе)	[м]
$NPSH_R$, $NPSH_{3\%}$	Требуемый NPSH (допускаемый кавитационный запас насоса, требуемый для системы)	[м]
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ		
A	Площадь поперечного сечения	[м²]
b	Высота лопатки	[м]
β	Угол лопатки	[°]
β'	Угол потока	[°]
s	Ширина зазора	[м]
D, d	Диаметр	[м]
D_h	Гидравлический диаметр	[м]
k	Шероховатость	[м]
L	Длина (длина зазора, длина трубы)	[м]
O	Периметр	[м]
r	Радиус	[м]
z	Высота	[м]
Δz	Разница высот	[м]
ДАВЛЕНИЕ		
p	Давление	[Па]
Δp	Давление насоса	[Па]
$p_{н.п.}$	Давление паров жидкости	[Па]
$p_{бар}$	Барометрическое давление	[Па]
$p_{отн.}$	Положительное или отрицательное давления относительно $p_{бар}$ если жидкость находится в закрытом резервуаре	[Па]
$p_{потерь\ (тип\ потерь)}$	Потери давления в {вид потерь}	[Па]
КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ		
$\eta_{гид}$	Гидравлический к.п.д.	[-]
$\eta_{контр.}$	КПД контроллера	[-]
$\eta_{э.д.}$	КПД электродвигателя	[-]
$\eta_{полн.}$	КПД насосной установки (контроллер, электродвигатель и насос)	[-]

Обозначение	Определение	Ед.
ПИТАНИЕ		
P	Мощность	[Вт]
P_1	Мощность, потребляемая из электрической сети	[Вт]
P_2	Мощность на выходе электродвигателя	[Вт]
$P_{полезн.}$	Полезная мощность, передаваемая жидкости	[Вт]
$P_{потерь\ (тип\ потерь)}$	Потери мощности в {вид потерь}	[Вт]
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ		
ω	Угловая частота	[1/с]
f	Частота	[Гц]
n	Частота вращения	[1/мин]
СКОРОСТЬ		
V	Скорость жидкости	[м/с]
U	Тангенциальная скорость рабочего колеса	[м/с]
C	Абсолютная скорость жидкости	[м/с]
W	Относительная скорость жидкости	[м/с]
УДЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА		
Re	Число Рейнольдса	[-]
n_q	Быстроходность	
ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖИДКОСТИ		
ρ	Плотность жидкости	[кг/м³]
ν	Кинематическая вязкость жидкости	[м²/с]
ДРУГИЕ ПАРАМЕТРЫ		
f	Коэффициент трения	[-]
g	Ускорение свободного падения	[м/с²]
ζ	Безразмерный коэффициент потери давления	[-]

Общие указатели

Индекс	Определение	Примеры
1, вх.	На входе, внутрь элемента	A_1, $C_{вх.}$
2, вых.	На выходе, изнутри элемента	A_2, $C_{вых.}$
m	Меридиональное направление	C_m
r	Радиальное направление	W_r
U	Тангенциальное направление	C_{1U}
a	Осевое направление	C_a
стат.	Статический	$p_{стат.}$
дин.	Динамическое	$p_{дин.}$,$H_{динвх.}$
вес.	Зависящий от высоты	$p_{вес.}$
полн.	Общий	$p_{полн.}$
абс.	Абсолютный	$p_{стат.\ абс.}$, $p_{полн.\ абс.\ вх.}$
отн.	Относительный	$p_{стат.\ отн.}$
раб.	Рабочая точка	$Q_{раб.}$

Физические свойства воды

T [°C]	$p_{нас.\ пара}$ [10^5 Pa]	ρ [kg/m³]	ν [10^{-6} m²/s]
0	0.00611	1000.0	1.792
4	0.00813	1000.0	1.568
10	0.01227	999.7	1.307
20	0.02337	998.2	1.004
25	0.03166	997.1	0.893
30	0.04241	995.7	0.801
40	0.07375	992.3	0.658
50	0.12335	988.1	0.554
60	0.19920	983.2	0.475
70	0.31162	977.8	0.413
80	0.47360	971.7	0.365
90	0.70109	965.2	0.326
100	1.01325	958.2	0.294
110	1.43266	950.8	0.268
120	1.98543	943.0	0.246
130	2.70132	934.7	0.228
140	3.61379	926.0	0.212
150	4.75997	916.9	0.199
160	6.18065	907.4	0.188

Правила подобия

$$\left.\begin{aligned} Q_B &= Q_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right) \\ H_B &= H_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^2 \\ P_B &= P_A \cdot \left(\frac{n_B}{n_A}\right)^3 \end{aligned}\right\}$$

Масштабирование частоты вращения

$$\left.\begin{aligned} Q_B &= Q_A \cdot \left(\frac{D_B^2 \cdot b_B}{D_A^2 \cdot b_A}\right) \\ H_B &= H_A \cdot \left(\frac{D_B}{D_A}\right)^2 \\ P_B &= P_A \cdot \left(\frac{D_B^4 \cdot b_B}{D_A^4 \cdot b_A}\right) \end{aligned}\right\}$$

Геометрическое масштабирование

Условные обозначения

Насос Арматура Запорная арматура Манометр Теплообменник