Рязанов Алексей, С17-АЭ. ЦНН-1

1. Исходные данные

Исходные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование параметра | Значение |
| Прототип насоса | ЦНН-1 |
| Подача, м3/ч |  |
| Напор, м |  |
| Манометрическое давление на входе в насос, Па |  |
| Атмосферное давление, Па |  |
| Давление насыщенных паров натрия, Па |  |
| Температура натрия на входе в насос, 0С |  |
| Плотность натрия при данной температуре, кг/м3 |  |
| Ускорение свободного падения, м/с2 |  |

Из исходных данных, а именно – избыточное давление на всасе насоса – Р = 0,03 МПа, следовательно абсолютное давление составляет:

,

1. Определим располагаемый кавитационный запас системы:

, где

– абсолютное статическое давление системы, Па

– давление насыщенных паров, Па

– скорость среды на входе в насос, м/с

Т.к. на начальном этапе значение скоростей неизвестно, то опустим это слагаемое, в конечном итоге это допущение только лишь увеличит располагаемый кавитационный запас. Таким образом:

1. Выбор частоты вращения ротора

Расчет выполняется следующим образом.

3.1 Задаемся частотой вращения ротора. Принимаем синхронную частоту вращения ротора .

Если в качестве привода насоса используется асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, то синхронная частота вращения ротора составит:

Таким образом, максимальная частота вращения не может превышать 3000 об/мин.

3.2 Определяем коэффициент быстроходности. Необходимо учитывать скольжение ротора двигателя, которое определяется по формуле:

Коэффициент быстроходности рабочего колеса определяется по формуле:

Тип рабочего колеса - центробежное тихоходное.

3.3 Кавитационный коэффициент для проходного вала

* 1. Определяем критический кавитационный запас.

3.5 Определяем критический кавитационный запас.

Результаты расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты расчетов

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование параметра | Значение | | |
| Частота вращения ротора синхронная , об/мин | 3000 | **1500** | 1000 |
| Частота вращения ротора n, об/мин (скольжение 3%) | 2910 | **1455** | 970 |
| Коэффициент быстроходности | 107 | **54** | 36 |
| Кавитационный коэффициент быстроходности Скр | 772 | **686** | 657 |
| Располагаемый кавитационный запас, м | 15,7 | **15,7** | 15,7 |
| Критический кавитационный запас , м | 11,8 | **5,5** | 3,4 |
| Допускаемый кавитационный запас =1,2 Δhкр, м | 14,2 | **6,6** | 4,1 |
| Отношение располагаемого запаса к критическому | 1,3 | **2,9** | 4,6 |

Кавитация отсутствует при условии Δhрас > Δhдоп. Это условие выполняется при частоте вращения ротора 3000, 1500, 1000 об/мин. Для дальнейших расчетов принимаем частоту вращения =1500 об/мин.

1. Определение размеров рабочего колеса с помощью диаграмм

Согласно данным диаграммы все определяемые параметры являются функцией быстроходности насоса и могут быть рассчитаны по формуле:

где: Х – определяемый параметр;

Кх – соответствующий параметру коэффициент на диаграмме;

Н – напор насоса;

n – частота вращения ротора насоса.

Тогда

Таким образом, определив коэффициент быстроходности насоса по соответствующим значениям коэффициентов диаграммы можно определить:

На основании полученных результатов проводится анализ выполнения требования заданных исходных данных. Полученные на данном этапе геометрические размеры используются в качестве предварительных данных при проведении детальных расчетов.

Полученные результаты приведены в таблице 3

Таблица 3

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Значение коэффициента | KD0 = 28 | KD1 = 26,3 | Kb1 = 6,1 | KD2 = 84,7 | Kb2 = 2,4 |
| Размер колеса, мм | D0 = 184,6 | D1 = 173,2 | b1 = 40,2 | D2 = 558,1 | b2 = 15,8 |

1. Расчет мощности приточной части насоса

Гидравлический КПД насоса

Объемный КПД насоса

КПД дискового трения (механический КПД)

КПД проточной части

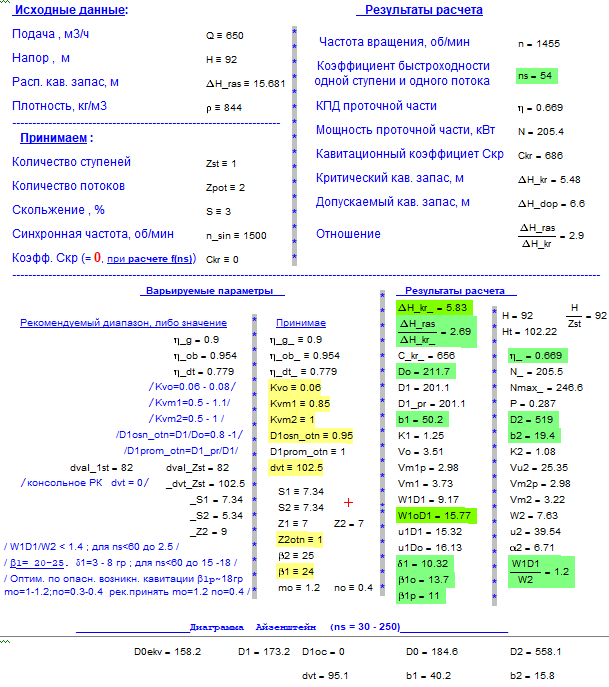
Мощность проточной части насоса определяется по формуле:

Мощность с учётом перегрузки

кВт

Момент на валу насоса

Расход через колесо насоса с учетом объемного КПД насоса



1. Расчет размеров рабочего колеса на входе

Приведённый диаметр

Диаметр вала

Диаметр втулки под рабочим колесом

Критический кавитационный запас

Допускаемый кавитационный запас

Принимаем – коэффициент входной скорости

Скорость на входе

Диаметр входа в рабочее колесо

Принимаем

Диаметр расположения входных кромок лопаток

мм

Принимаем

Меридианная скорость на входе

м/с

Ширина лопасти на входе

Окружная скорость лопасти на входе

Принимаем β1=24º Z=7

Коэффициент затеснения

Угол потока на входе

Угол атаки

Меридианная скорость на входе с учетом затеснения

Подача на ступень с учетом объемных протечек

Относительная скорость на входе

Принимаем

Меридианная скорость на выходе

Теоретический напор

1. Расчет размеров рабочего колеса на выходе

Окружая скорость на выходном диаметре (начальное приближение)

Диаметр рабочего колеса на выходе (начальное приближение)

Принимаем

Диаметр рабочего колеса на выходе

Окружная скорость на наружном диаметре

Коэффициент затеснения

Поправка на конечное число лопастей

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе

Меридианная скорость на выходе с учетом затеснения

Относительная скорость на выходе

Коэффициент торможения относительной скорости в колесе

Ширина колеса на выходе

Угол абсолютной скорости на выходе

Абсолютная скорость на выходе из колеса

1. Профилирование лопасти рабочего колеса

