Содержание

1. ОПИСАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА
2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НЦВС40/30

2.1 Расчет основных параметров насоса

2.2 Определение основных размеров рабочего колеса

2.3 Профилирование канала рабочего колеса в меридиальном сечении

2.4 Профилирование лопаток рабочего колеса

2.5 Расчет спиральной камеры кругового сечения

2.6 Подвод жидкости к рабочему колесу

2.7 План скоростей потока жидкостей на входе и выходе рабочего колеса

2.8 Определение осевых сил и выбор устройства для уравнения осевых сил

2.9 Расчет объемных потерь

2.10 Расчет мощности электродвигателя

2.11 Построение напорных характеристик

2.12 Выбор материалов для основных частей насоса

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ НАСОСА НА ПРОЧНОСТЬ

3.1 Расчет на прочность вала насоса

3.2 Пример расчета на прочность вала насоса типа НЦВ 40/30

3.3 Проверка прочности шпоночного соединения

3.4 Расчет колеса насоса на прочность

3.5 Расчет лопатки рабочего колеса на прочность

3.6 Расчет прочности корпуса насоса

4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НЦВ 40130

5. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БАЛЛАСТНОЙ СИСТЕМЫ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Описание центробежного насоса НЦВС 40/30

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Подача насоса | М3/ч | 40 |
| Напор | М | 30±3% |
| Давление на входе в насос | МПа | 0,15 |
| Тип эдектродвигателя | В | П32М |
| Мощность электродвигателя | кВт | 11 |
| Напряжение | V | 220 |
| Частота вращения | Мин-1 | 3000 |
| Исполнение электродвигателя |  | В3 |
| Внешняя утечка через уплотнения | Л/2 | 3 |
| Кпд насоса | % не менее | 50 |
| Масса сухого насоса | кг | 210 |
| Кавитационный запас | М | 4 |
| Коэффициент быстроходности |  | 121 |
| Перекачиваемая среда пресная: морская вода | | |
| Размеры  -Высота длина агрегата  -Диаметр входного патрубка  -Диаметр выходного патрубка |  | |
| мм | 750 |
| мм | 80 |
| мм | 80 |
|  |  |

Конструкция и принцип работы насоса

Электронасос представляет собой моноблок, состоящий из одноступенчатого центробежного насоса и электродвигателя.

Центробежный насос состоит из корпуса, крышки, колеса, фонаря, узла уплотнения.

Корпус насоса прикреплен к фонарю, который прикреплен на фланец электродвигателя.

Рабочее колесо насажено на удлиненный конец электродвигателя и укреплено по средствам шпонки, шайбы и гайки рабочего колеса.

Вал электродвигателя защищен от подноса сальниковой набивкой, защитной втулкой.

Подвод перекачиваемой жидкости осевой. С помощью колена его можно сделать радиальным.

В крышке корпуса установлено мягкое или торцовое уплотнение, к которому из напорной полости подводится жидкость для образования гидравлического затвора и охлаждения.

Крепление электронасоса к судовому фундаменту. Осуществляется одним из трех видов фундамента: нижнем, среднем, боковом.

На электронасос закреплена стрелка, указывающая вращение вала. Принцип работы насоса заключается в следующем:

- Жидкость получает движение от непрерывного вращения рабочего колеса, под действием центробежной силы, развивающейся в колесе, при его вращении, отбрасываются от центра колеса к периферии, перемещать вдоль лопаток, поступает в спиральный отвод, а из него в напорный патрубок.

Электронасос работает при снижении подачи до 10% от номинальной и увеличении подачи до максимальной. С учетом допускаемой нагрузки электродвигателя и без кавитационной работы.

2. Гидравлический расчет проточной части центробежного насоса НЦВС 40/30

2.1.1Расчет основных параметров насоса

Выбор системы насоса определяется коэффициентом быстроходности по формуле

 

 - угловая скорость С-1

h = частота вращения, мин-1

QS – подача, м3/с

H – напор, дм/кг

ηS = 

Практика показывает, что коэффициент быстроходности (ηS) судового насоса с удовлетворительным КПД должен быть в пределах:

ηS = 80-150; .

В нашем случае принимаем:

 (Рис. 2.1.)

2.1.2 Критический кавитационный запас энергии определяется по формуле:

 дм/кг, где

g – ускорение сил тяжести, м3/с

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м3

Ра – давление на выходе, Па

Рn – давление парообразование при заданной температуре, Па

А – коэффициент запаса

HBc-геометрическая высота всасывания, м

hTn- гидравлические потери в прямом трубопроводе, Дм/кг

А = 2; Н = 4 м; Ра = 9,8 · 104 Па;

Принимаем

hТn= 15 дм/кг

 дм/кг

* + 1. Максимально допустимая частота вращения определяется по формуле

 мин-1, где

Скр – кавитационный коэффициент быстроходности, выбирается в зависимости от nS: для циркулярного насоса Скр = 1000чQ1 – принимаем равным QTk имеет колесо с односторонним всасыванием.

 мин-1

Рабочая частота меньше максимальной.

* + 1. Приведенный диаметр входа в колесо определяется по формуле:

 мм

D1прав – mm

n= мин-1

D1прав = 4 · 103 · = 61,9 мм

* + 1. Гидравлический КПД насоса определяется по формуле Ламакина А. А.

, где

D1прав – мм



* + 1. Объемный КПД насоса определяется по формуле





* + 1. Максимальный КПД насоса

Механический КПД насоса принимается:



Принимаем ηмех=0,95

* + 1. Полный КПД насоса





* + 1. Мощность, потребляемая насосом (колесом)

 кВт

вт

* + 1. Мощность на валу электродвигателя с учетом 10% запаса

NДВ=1,1·N кВт

NДВ=1,1·4425,69=4868,26 вт

2.2 Определение основных размеров рабочего колеса

2.2.1 Крутящий момент на валу насоса.

 Н,М, где (2.10)

η– обороты вала насоса, Мин-1

 кгс · м = 26,13 Н.М

2.2.2 Диаметр вала насоса

 М., где

Zкр – допускаемое значение напряжения на кручение для стальных валов, Zкр= 130 кг/см2

 см

2.2.3 Диаметр вала с учетом шпонки, определяется dв

dв= 3,2 см = 0,032 м

2.2.4 Концевой диаметр втулки колеса

dвт=(1,25 – 1,45) · dв мм

dвт=(1,35 ·0,032) = 0,0432 м

2.2.5 Расчетная производительность колеса с учетом потерь





2.2.6 Скорость жидкости во входе сечений рабочего колеса в первом приближении определяется по формуле Руднева С. С.

 м/с, где

Qґ - м3/с

η – мин-1

 м/с

2.2.7 Диаметр выхода в колесо

 (м)

D0=0,6192 + 0,04322 = 0,0755 м

2.2.8 Окончательная скорость выхода:

 м/с

 м/с

2.2.9 Радиус средней точки входной кромки лопатки:

 м

 м

2.2.10 Меридиальная составляющая абсолютной скорости потока до стечения сечения лопасти принимается равной скорости на выходе:

Сґм= с0=3,82 м/с

2.2.11 Ширина водного сечения канала в меридиальном сечении определяется из уравнения неразрывности:

 м

2.1.12 Коэффициент смещения сечения телом лопаток:

К1= 1,1 – 1,15

Принимаем К = 1,15

2.2.13 Меридиальная составляющая абсолютной скорости с учетом стеснения сечения телом лопаток:

Сm1 = K1 · Cґm м/с

Сm1 = 1,15 · 3,82 = 4,39 м/с

2.2.14 Переносная скорость при входе в кольцо:

 м/с

U1 = 3,14 · 0,0,3 = 9,42 м/с

2.2.15 Входной угол без ударного поступления потока на лопатку определяется по формуле:





Β1.0 = 27°

2.2.16 Угол атаки (угол между направляющим β1.0 лопатки и относительной скоростью W1).

Для уменьшения гидравлических сил, потерь в области рабочего колеса и увеличении его кавитационных свойств при проектировании насосов принимают угол атаки, равный:

δ = 3 : 8°

Принимаем: δ = 7°

2.2.17 δ и β1.0 определяем входной угол наклона лопатки.

β1 =β1.0 + δ

β1 =27+7=34°

2.2.18 Геометрический напор колеса

 дж/кг

дж/кг

2.2.19 окружная скорость в первом приближении

 м/с, где

Кu2 – коэффициент отношения окружной составляющей абсолютной скорости при выходе потока из колеса U2. Принимаем Кu2 = 0,5

 м/с

2.2.20 Наружный радиус колеса в первом приближении

 м

 м

2.2.21 Меридиальная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из колеса без учета стеснения:

 м/с

 м/с

2.2.22 Коэффициент стеснения потока сечения лопатки на выходе из колеса:

К2 = (1,05 – 1,1) = 1,1

2.2.23 Отношение относительных скоростей входа и выхода принимаются равными.

W1/W2 = 1,15

2.24 Угол выхода лопатки определяется по выбранному отношению: ,

относительно скоростей по формуле:





Для современных насосов β2 = 17 - 30°

2.2.25 Наиболее выгодное число лопаток





Z = 6 лопаток

2.2.26 Коэффициент ψ определяется по формуле:

Ψ = (0,55 – 0,65) + 0,6· sinβ2

Коэффициент в скобках зависит от шероховатости проточной части рабочего колеса.

Ψ = (0,55 – 0,65) + 0,6· sin26° = 0,808

2.2.27 Поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопаток, определяется по формуле:



2.2.28 Расчетный напор

Н∞(1+Р)·НТ Дж/кг

Н∞(1+0,41)·357,1=528,89 Дж/кг

2.2.29 Меридиальная составляющая скорости потока c учетом стеснения телом лопатки на выходе:

 м/с

 м/с

2.2.30 наружный радиус рабочего колеса

 м

2.2.31 Наружный диаметр рабочего колеса

D2 = 2 · R2 м

D2 = 2 · 0,077 = 0,154 м

2.2.32 Ширина канала рабочего колеса на выходе

 м



2.2.33 Толщина лопатки рабочего колеса выбирается в интервале δ = 2 – 9. Выбираем δ = 5 mm.

2.2.34 Проверка предварительно выбранных коэффициентов стеснения сечения телом лопаток









2.2.35 Относительная скорость на входе



 м/с

2.2.36 Относительная скорость на выходе



 м/с

2.3 Профилирование канала рабочего колеса в меридиальном сечении

Применяется линейный закон изменения Сґm1 до значения Сґm2 в функции от радиуса R.

Rвх=0,03 м = R1

Rвых=0,077 м = R6





Cmвх= 3,82 м/с

Cmвых= 3,06 м/с

Закон изменения ширины канала Bi в зависимости от Сmi имеет вид:



Изменение Cmi от Ri и Bi от Сmi и Ri как Сmi = f(R1) и Bi = f(Cmi; R1)

Можно изменить в табличной форме. (табл. 2.3.1.)

Таблица 2.3.1. Профилирование канала рабочего колеса

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Ri (м) | Сmi (м/с) | Вi (м) |
| 1 | 0,03 | 3,799 | 0,016 |
| 2 | 0,0394 | 3,611 | 0,0128 |
| 3 | 0,0448 | 3,435 | 0,0109 |
| 4 | 0,0582 | 3,259 | 0,0096 |
| 5 | 0,0676 | 3,083 | 0,0087 |
| 6 | 0,077 | 2,906 | 0,0081 |

2.4 Профилирование лопаток рабочего колеса

Для создания более благоприятных условий для безотрывного протекания контура лопатки потоком принимают линейный закон изменения относительной скорости W в зависимости от радиуса колеса R1

W = f(R)

Wвх = W1 = 10,5 (м/с)

Wвых= Wc = 9,1 (м/с)

Закон изменения W от К имеет вид

W = 9,9 – 3,23 · R1

Имея функцию лопатки W = f(R) и Cmi = f(R) и значение жидкости лопатки δ1, можно определить угол наклона лопатки:

,

где .

Зависимость угла наклона лопатки от меридиальной составляющей абсолютной скорости и радиуса будет иметь вид:



Приращение центрального угла

,

где d · Ri – приращение радиуса

βi и βi + 1 – значение подынтегральной функции в начале и конце участка

Δφi – приращение центрального угла.

Значение центрального угла определяется интегрированием:



Суммарное значение центрального угла определяется по формуле



Расчет профиля лопатки сводим в таблице 2.4.1.

Таблица 2.4.1. Расчет профиля лопатки

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Ri | 0,03 | 0,039 | 0,048 | 0,058 | 0,0676 | 0,077 |
| B | 0,016 | 0,0128 | 0,1092 | 0,0096 | 0,0087 | 0,0081 |
| Cґm | 3,799 | 3,611 | 3,495 | 3,959 | 3,083 | 2,906 |
| W | 10,5 | 10,22 | 9,94 | 9,66 | 9,38 | 9,1 |
| Cґm/W | 0,362 | 0,553 | 0,346 | 0,337 | 0,329 | 0,319 |
| T | 0,031 | 0,0412 | 0,0511 | 0,0609 | 0,0707 | 0,0806 |
| δ | 5 · 10-3 | 5 · 10-3 | 5 · 10-3 | 5 · 10-3 | 5 · 10-3 | 5 · 10-3 |
| δ /t | 0,159 | 0,1213 | 0,097 | 0,082 | 0,0707 | 0,062 |
|  | 0,521 | 0,474 | 0,444 | 0,419 | 0,3997 | 0,381 |
| β0 | 31,4 | 28,29 | 26,35 | 24,78 | 23,56 | 22,39 |
| tgβ | 0,61 | 0,54 | 0,49 | 0,46 | 0,44 | 0,41 |
| ΔRґi | 0 | 0,009 | 0,009 | 0,009 | 0,009 | 0,009 |
|  | 50,82 | 44,41 | 39,59 | 35,49 | 32,65 | 31,68 |
| Δφi = ΔRi + | 0 | 0,42 | 0,37 | 0,33 | 0,31 | 0,297 |
|  | 0 | 24,07 | 45,29 | 64,2 | 81,97 | 99 |
|  |  | 0,42 | 0,79 | 1,12 | 1,43 | 1,727 |
|  | 0 | 47 | 41,8 | 37,35 | 33,62 | 31,68 |

Исползуя полученные значения строим профиль лопаток (см. рис. 2.3.).

2.5 Расчет спиральной камеры кругового сечения

2.5.1 радиус контрольной цилиндрической поверхности охватывающей колесо на некотором расстоянии, достаточном для выравнивания пульсации скорости вызываемой конечным числом лопаток в колесе, находится по формуле:

 м

 м

2.5.2 Ширина входа в спираль с учетом осевого приращения колеса

 м



2.5.3 Радиус кругового сечения спиральной камеры

,

где k – коэффициент, который находится по формуле



Радиус спиральной камеры определяется для восьми сечений, для различных значений угла φ, которым задается. Расчет радиусов ведем в табличной форме (табл. 2.5.3.).

Таблица 2.5.3.Расчет радиусов

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | φ° |  |  |  |  | ρ | R0=R3+ρмин | Rc=R3+2ρ |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| I | 45° | 0,0002 | 0,0004 | 0,000032 | 0,005649 | 0,00585 | 0,08515 | 0,091 |
| II | 90° | 0,0004 | 0,0008 | 0,000064 | 0,00799 | 0,00839 | 0,08769 | 0,9608 |
| III | 135° | 0,0006 | 0,0012 | 0,000095 | 0,00979 | 0,01039 | 0,08969 | 0,10008 |
| IV | 180° | 0,0008 | 0,0016 | 0,000128 | 0,011299 | 0,012099 | 0,091399 | 0,103498 |
| V | 225° | 0,001 | 0,0021 | 0,00016 | 0,012634 | 0,01363 | 0,09293 | 0,10656 |
| VI | 270° | 0,0012 | 0,0024 | 0,00019 | 0,013839 | 0,01504 | 0,09434 | 0,10938 |
| VII | 315° | 0,0014 | 0,0026 | 0,000223 | 0,014948 | 0,016348 | 0,095648 | 0,111996 |
| VIII | 360° | 0,0016 | 0,0032 | 0,000255 | 0,01598 | 0,01758 | 0,09688 | 0,11946 |

2.6 Подвод жидкости к рабочему колесу

Форма подводящего канала к рабочему колесу оказывает существенное влияние на равномерное распределение скоростей на входе в колесо, а так же на КПД и кавитационные качества. При консольном расположении рабочего колеса наилучшим типом подводящего канала является осевой конический патрубок (конфузор), который, сужаясь по направлению к колесу, обеспечивает повышение скорости потока на 15-20% равномерный ассиметричный поток на входе в колесо. Размер входного патрубка определяется по сечению всасывающего патрубка, который рассчитывается, исходя извеличины допускаемых гидравлических сопротивлений. Для насосов повышенной быстроходности в патрубке устанавливается втулка обтекаемой формы, соединяется с ним плоскими ребрами, что обеспечивает отсутствие закручивания потока на входе в рабочее колесо.

Для насосов, вал которых опирается на подшипники с двух сторон рабочего колеса, применяется спиральный подвод.

2.7 План скоростей потока жидкостей на входе и выходе рабочего колеса

Характеристика потока в любой точке определяется величиной и направлением скоростей, для чего должен быть построен план, или треугольник скоростей. Абсолютная скорость частицы жидкости в каждой точке колеса при его вращении складывается из переносной окружной скорости колеса и относительной скорости по лопасти колеса.

Построение треугольника скоростей ведется на профиле лопатки (рис. 2.5.)

2.8 Определение осевых сил, выбор устройства для уравнения осевых сил

2.8.1 Гидравлическая сила, действующая на рабочее колесо:

,

где θ – объемный вес, кг/м3; γ = 1000 кг/м3

k = r0 +d1 м,

где r0 – радиус входа в колесо

d – толщина обвода колеса на выходе, d = 7-10 мм

d = 7,5 мм

rBT = (1,12 – 1,5) · 0,071 = 0,0132 – 0,0165

Принимаем

rBT = 0,016

HiТпот = ρ · H17 м.вод.ст

HiТпот = 0,7 · 35,71 = 25,48 м.вод.ст

 Н

2.8.2 Сила реакции, возникающая от изменения направления движения воды в рабочем колесе.

 Н,

где С0 – скорость входа, м/с

 Н

2.8.3 Дополнительная осевая сила возникающая при аварийном износе переднего уплотнителя определяется по формуле Ломакина А. А.

 (Н),

где r2 – наружный радиус рабочего колеса, м

U2 – окружная скорость колеса, м/с

r1 – радиус входа с учетом толщины обвода, м

ℓ - длина щелевого уплотнения, м; ℓ = 10 ч 25 мм.

Принимаем ℓ = 20 мм.

 Н

2.8.4 Результирующая гидравлическая осевая сила

P = p1 + p3 + p2  (H)

Р = 662,51 + 129,1 - 35,1 = 756,56 Н

2.8.5 Управление рабочих колес одноступенчатых насосов чаще всего выполняется с помощью разгрузочных отверстий в задней стенке колеса. Этот способ управляющей осевой силы состоит в том, что плоскость за задней стенкой рабочего колеса, образованная неуравновешенной его площади и стенкой корпуса насоса, соединяется с всасывающей полостью колеса или насоса.

2.9 Расчет объемных потерь

2.9.1 Потенциальный напор в рабочем колесе

Нпот= ρ · Нiт (дж/кг)

Нпот= 0,7 · 357 = 249,97 дж/кг = 25,48 м.вод.ст.

2.9.2 Перепад напора на концах уплотнения рабочего колеса определяется по формуле:

 (дж/кг)

R2 – диаметр выхода из насоса, мм

R1 = R0 + d

D – толщина отвода на выходе, d = 5,5 мм

 дж/кг = 25,34 м.вод.ст.

2.9.3 Величина радиального зазора

B1 = 0,35 мм

Максимально допустимый зазор определяется по формуле:

В = 0,3 + 0,04 · Ду, мм,

где Ду – диаметр уплотнения, Ду = 0,09

В = 0,3 + +0,04 · 0,09 = 0,3 мм

2.9.4 Длина щели уплотнения

ℓ = (10 – 25), м

Принимаем ℓ = 20

2.9.5 Коэффициент сопряжения

ℓ = (0,04 – 0,07) = 0,05 м

2.9.6 Коэффициент расхода



2.9.7 Утечки в уплотнении рабочего колеса

, м3/ч

 м3/ч



2.9.8 Расчет уточненного объемного КПД.





2.10 Расчет мощности электродвигателя

2.10.1 Полный уточненный КПД





2.10.2 Мощность колеса

, Вт

 Вт

2.10.3 Мощность двигателя с учетом 10% запаса

, Вт

 вт

2.11 Построение напорных характеристик

2.11.1 Для построения напорных характеристик определяем коэффициент циркуляции

,

где ψ – коэффициент

Z – число лопаток

D1 – приведенный диаметр входа в колесо, м

D2 – диаметр колеса, м



2.11.2 Уточненная теоретическая передача

, м3/с

 м3/с

2.11.3 Теоретический напор известен

Нт = 36,4 м.вод.ст.

2.11.4 Напорная характеристика насоса с бесконечным числом лопаток есть прямая в осях Q и Н.

При Qт∞ = 0; Нт∞ = /g = 24,182/9,81 = 59,6 м.вод.ст.

При Qт∞ = 0,0116; Нт∞ = Нт/k = 36,4/0,826 = 44,7 м.вод.ст.

2.11.5 Напорная теоретическая характеристика насоса с точным числом лопаток тоже есть прямая.

Определим коэффициенты этой прямой.

При Qт∞ = 0; Нт∞ = · k/g = (24,182/0,826)/9,81 = 48,5 м.вод.ст.

При Qт = Qт∞; Нт = К · Нт∞ = 36,4 · 0,826 = 30,1 м.вод.ст.

2.11.6. Гидравлические потери в рабочем колесе зависят от величины подачи Qn и определяется по формуле:

м.вод.ст.,

где η2 – гидравлический КПД

Нт – теоретический напор, м.вод.ст.

Qтi –теоретическая подача, м3/с

QТнап- номинальная подача, м3/с

2.11.7 Гидравлические потери на удар при входе потока на лопатки рабочего колеса определяется по формуле:

 м.вод.ст.,

где Н – напор, м.вод.ст.

К – коэффициент циркуляции

U2 – окружная скорость

g – ускорение силы тяжести, м/с2

Нок/Н1 = 1

 м3/с,

где Нок – напор при закрытой крышке.

Значение величины h2 = f(QTi) приведены в таблице 2.11.

Таблица 2.11.1. Гидравлические потери

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Значение подачи  QTi · 10-3 m3/с | Гидравлические потери рабочего колеса h1 м.вод.ст. | Суммарные потери на удар при выходе h2 м.вод.ст. | Суммарные гидравлические потери  hΣ = n1 = n2 |
| 0 | 0 | 24 | 24 |
| 1,45 | 0,06 | 15 | 15,114 |
| 2,9 | 0,238 | 8,8 | 9,2 |
| 4,35 | 0,536 | 6,56 | 7,5 |
| 5,8 | 0,952 | 4,24 | 6,075 |
| 7,25 | 1,488 | 2,51 | 5,37 |
| 8,7 | 2,143 | 0,98 | 5,12 |

2.12 Выбор материалов для основных частей насоса

Выбор марок материалов производится по Белинову И. С. Справочник технолога механосборочного цеха судового завода «Транспорт», 1969 г.

2.12.1 Принимаем материал вала сталь марки 40х30 ГОСТ 5632-72

2.12.2 Принимаем материал корпуса и крышки, чугун марки С4 21х40

2.12.3 Принимаем материал рабочего колеса марки Бр. ОЦСН 3-7-5-1 ГОСТ 613-65

2.12.4 Патрубки изготовлены из бронзы Бр. ОЗЦ 7С5Н1 пригоден к эксплуатации 1000-12000 часов.

3. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ НАСОСА НА ПРОЧНОСТЬ

3.1 Расчет на прочность вала насоса

Так как вал насоса находится вертикально, то расчет ведется только на растяжение-сжатие и кручение.

3.1.1 расчет на растяжение – сжатие заключается в определении продольных сил N; нормальных напряжений δ и перемещений δ. Для этого строим их эпюры (СМ. РИС. 3.1.).

3.1.2 Определение осевой силы

Рос = Р – Рk, Н

где Р – осевая гидравлическая сила

Рk – вес колеса

Рk = мk · g,

где g – ускорение силы тяжести, м/с2

мk – масса колеса, кг

мk = Vk · gмк, кг,

где gмк – плотность материала колеса

Vk – объем материала колеса

3.1.3 На вал так же будет действовать собственная сила тяжести G, которая определяется по формуле:

G = mв · g, Н,

где mв – масса вала, кг

mв = vв · ρmв, кг,

где vв – объем вала

ρmв – плотность материала вала

vв = (πd2/4) ℓв,

где d – диаметр вала

3.1.4 Нормальное напряжение определяется по формуле

Δ = N/F, Мпа,

где N – продольная сила

F – площадь поперечного сечения

3.1.5 Определение перемещений начинают от подвального корпуса (сверху)

δ = δ · ℓ/Е, мм (3,8),

где δ – нормальное напряжение, Па

ℓ - длина участка вала

Е – модуль Юнга (для стали Е = 206 · 103 Па

3.1.6 Расчет на кручение заключается в определении крутящих моментов М1 напряжений  и углов поворота φ, для этого строят их ЭПЮРЫ (см. рис. 3.2).

3.1.7 Определение крутящего момента определяют по формуле:

,

где Nдв – мощность двигателя

W – угловая скорость, Рад-1

3.1.8 напряжение определяется по формуле:

, мпа,

где Мкр – крутящий момент

Wр определяют по формуле.

3.1.9 Угол поворота определяется по формуле:

,

Где mk – крутящий момент

С – модуль сдвига: (С= 0,4Е = 82,4 · 103 Па)

Ур – полярный момент инерции сечения



3.1.10 Построение ЭПЮР переменных δ и углов поворота φ необходимо начать сверху.

3.1.11 Выбираем жесткое сечение, т.е. сечение в котором δ и  достигают своих максимальных значений.

3.1.12 Расчет предельно допустимых напряжений в опасных сечениях

 мПа (3.13)

 мПа, (3.14)

где и - соответствующие пределы тягучести по предельным и касательным напряжениям, мПа

στ = 650 мПа

τt = 0,5στ = 377 мПа

ε – коэффициент, учитывающий влияние характеристик размеров вала на его прочность.

3.1.13 – рассчитывают коэффициент запаса статической прочности в опасных сечениях:

- от действий нормальных напряжений:

,

где σт и στ – предельно допустимое и расчетно-нормальные напряжения, мПа.

- от действия касательных напряжений:



где τг и Гτ – предельно допустимое и расчетно-касательное напряжения, мПа.

- от их совместного действия:



3.1.14 Проверяют условия статической прочности. Коэффициенты запаса статической прочности (nσ, nτ, n) должны быть не меньше допустимого значения nг, которое выбирают в зависимости от пластичности стали материала.

См. Ломеник А. А. «Центробежные и осевые насосы». Машиностроение, М-Л, 1966, стр. 32.

3.2 Пример расчета на прочность вала насоса типа НЦВ 40130

3.2.1 Определяем массу колеса по формуле 3.3.

 кг

3.2.2 Определяем вес колеса по формуле 3.2.

 Н

3.2.3 Определяем осевые силы по формуле 3.1.

 Н

3.2.4 Строим ЭПЮРЫ продольных сил N с помощью формул 3.4, 3.5, 3.6.

Сечение I-I 0 ≤ х ≤ ℓ1

Х = 0; N = 0

  H

Сечение II-II 0 ≤ х ≤ ℓ2

Х = 0; N = 0,25 + Рос = 0,25 + 731,57 = 731,82 Н

х = ℓ2 = 0,005 м; N = 731,82 + g · ρg · π · d2 · ℓ2/4 = 9,81 · 7900 · 3,14 · 0,012 · 0,002/4 = 731,86

Сечение III-III 0 ≤ х ≤ ℓ3

Х=0; N = 731,86 Н

х = ℓ2 = 0,054 м

 Н

Сечение IV-IV 0 ≤ х ≤ ℓ4

Х = 0; N = 733,16 Н

х = ℓ2 = 0,094 м

 Н

3.2.5 Строим ЭПЮР нормальных напряжений с помощью формулы.

Сечение I-I 0 ≤ х ≤ ℓ1

Х = 0; δ = 0

х = ℓ1 = 0,02 м;  мПа

Сечение II-II 0 ≤ х ≤ ℓ2

Х=0;  мПа

Сечение III-III

Х=0;  мПа

х = ℓ3  мПа

Сечение IV-IV 0 ≤ х ≤ ℓ4

Х=0;  мПа

х = ℓ4 = 0,094  мПа

3.2.6 Строим ЭПЮРЫ перемещений с помощью формулы 3.8.

Сечение IV-IV 0 ≤ х ≤ ℓ4

Х=0: δIV-IV = 0,91 · 106 · 0,09/206 · 109 = 0,53 · 10-6 м

Сечение III-III 0 ≤ х ≤ ℓ3

Х=0: δIII-III = 0

х = ℓ3 = 0,054 δIII-III = 1,93 · 106 · 0,054/206 · 109 = 0,41 · 10-6 м

Сечение II-II 0 ≤ х ≤ ℓ2

Х=0: δII-II = 0

х = ℓ2 = 0,002 δII-II = 6,47 · 106 · 0,002/206 · 109 = 0,16 · 10-6 м

Сечение I-I 0 ≤ х ≤ ℓ1

Х=0: δI-I = 0

х = ℓ1 = 0,022 δI-I = 244 · 0,022/206 · 109 = 0,1 · 10-6 м

3.2.7 Абсолютное удлинение складывается из относительных по формуле:

 (3.18)

δ4 = δIV-IV = 0,53 · 10-6 м

δ3 = δIV-IV + δIII-III = 0,53 · 10-6 + 0,41 · 10-6 = 0,94 · 10-6 м

δ2 = δIIII-III + δII-II = 0,94 · 10-6 + 0,16 · 10-6 = 1,1 · 10-6 м

δ1 = δIII-II + δI-I = 1,1 · 10-6 + 0,0001 · 10-6 = 1,1001 · 10-6 м

3.2.8 Строим ЭПЮРЫ крутящих моментов м с помощью формул 3.9 и 3.10.

Сечение II-II и I-I исключаются, т.к. момент преломления в сечении III-III.

Сечение III-III :

 мПа

Сечение IV-IV :  мПа

3.2.9 Строим ЭПЮРЫ углов поворота φ с помощью формул 3.11 и 3.12.

Сечение III-III : φIII-III = 19,12 · 0,044/ рад

Сечение IV-IV : φIV-IV = 19,12 · 0,09/ рад

3.2.10 Аналогично абсолютному удалению

 рад

3.2.11 Опасными сечениями являются III-III и II-II, т.к. δII =6,4 мПа δIII = 1,93 мПа τIII =9,15 мПа

3.2.12 Определяем предельно допустимые напряжения по формуле:

 мПа

 мПа

 мПа

3.2.13 Коэффициент статического запаса прочности в опасных сечениях:

- от действия нормальных сил по формуле:

 мПа

 мПа

- от действия касательных сил по формуле:

мПа

- от их совместного действия по формуле:



3.2.14 Проверка условий статической прочности определяют отношением :



Для прочих материалов:



Коэффициент запаса статической прочности (ηδ;ητ;η) не менее допустимого ητ, следовательно вал удовлетворяет условиям статической прочности.

3.3 Проверка прочности шпоночного соединения

В зависимости от диаметра и толщины ступицы выбираем шпонку с параметрами шпона 10х6х36 ГОСТ 23860-78.

3.3.1 Направление силы стеснения:

, Н/мм2,

где ℓ - длина шпонки, ℓ = 36 мм

n – высота шпонки, n = 10 мм

b – глубина шпонки паза, b = 5 мм

t – ширина шпонки

 мПа

3.3.2 Допустимые напряжения



Условие прочности выполнено.

3.4 Расчет колеса насоса на прочность

Расчет прочности включает в себя расчет на прочность ступицы, а также расчет на прочность лопатки рабочего колеса.

3.4.1 Расчет на прочность ступицы колеса.

3.4.1.1 Усилия в контакте с передающей шпонкой определяется по формуле:



Z – число шпонок, Z = 1

b – ширина шпонки, b = 6 мм

 Н

3.4.1.2 Площадь поверхности рабочего контакта определяется по формуле:

FCm = L· b1, мм2

где L – длина шпонки, L = 28 мм

FCm = 28 · 6 =168 мм2

3.4.1.3 Напряжение сжатия в ступице колеса определяется по формуле:

 мПа

 мПа

3.4.1.4 Запас прочности для ступицы колеса определяется по формуле:

,

где στ – предел текучести материала.

Для стали Ст45 στ = 290 мПа



3.5 Расчет лопатки рабочего колеса на прочность

3.5.1 Напряжение в лопасти от расчетного перепада давления напора определяется по формуле,

где - расчетный перепад давления, = 11,85

b – ширина лопатки, b = 12 мм

δ – толщина лопатки, δ = 3,5 мм

Напряжение лопасти рассчитывается по трем точкам: на входе, среднем диаметре, выходе:

 мПа

Напряжение в лопасти от расчетного перепада давлений напора во всех трех точках одинаково.

3.5.2 Нагрузка, действующая на лопасть от центробежных сил на произвольном радиусе.

, мПа,

где - плотность материала кг/см3, = 250

W – относительная скорость с-1, (W = 300,39 с-1)

R – радиус закругления лопатки на входе, посередине, на выходе.

На входе: G = 250 · 3,5 · 300,392 = 197 мПа

По середине: G = 250 · 3,5 · 1,8 · 300,392 = 214 мПа

На выходе: G = 250 · 3,5 · 2,9 · 300,392 = 228 мПа

3.5.3 Напряжение изгиба лопасти на произвольном радиусе:

 мПа (3.26)

На входе:  мПа

По середине:  мПа

На выходе:  мПа

3.5.4 Суммарные напряжения в лопасти

, мПа

На входе:  мПа

По середине:  мПа

На выходе:  мПа

3.5.5 Коэффициент запаса прочности определяется по формуле:

 (3.28)



 - допустимое условие прочности выполнено.

3.6 Расчет прочности корпуса насоса

Считаем оболочку насоса прочной, т.к. ,

где δ = 0,014 м – толщина оболочки

R = 0,123 м – радиус кривизны оболочки.

Напряжение в таких случаях можно определить по элементарной бесмоментной теории оболочки, в которой перемещается, принимается во внимание лишь растягивающее и смещающее напряжение изгиба и среза.

3.6.1 Растягивают напряжение в элементах в рамках безмоментной теории оболочек вращения.

3.6.1.1 Меридиальное напряжение

 мПа (3.29)

 мПа (3.29)

3.6.1.2 Окружное напряжение

 мПа (3.30)

 мПа (3.30)

3.6.1.3 Эквивалентное напряжение b1 в расчетном сечении

 мПа (3.31)

 мПа

3.6.1.4 Рассчитываем допустимые напряжения.

, (3.32)

где ε – коэффициент, учитывающий влияние характерных размеров (толщину стенки, радиусов в расчетном сечении δ, на величину допустимых напряжений, ε = 0,95

 мПа

3.6.1.5 Определяем запас прочности



n – удовлетворяет условию прочности.

1. Эксплуатация и обслуживание центробежного

насоса НЦВС 40/30

Порядок установки и подготовка к пуску

При размещении обеспечить доступ при обслуживании.

При монтаже не допускать передачи усилий от трубопровода на насосо.

Перед монтажом выполнить требование по эксплуатации электронасоса.

Установить насос на фундамент, снять заглушки с патрубков.

Присоединить напорный, всасывающий трубопроводы, осмотрев их.

Установить контрольно-измерительные приборы.

Заполнить насос перекачиваемой жидкостью.

Проверить затяжку фланцевых соединений.

Проверить вращение двигателя кратковременным включением.

Порядок работы

Закрыть всасывание насоса, открыть нагнетание.

Включить электродвигатель.

Постепенно открыть всасывание и установить режим работы. Допускается производить запуск электродвигателя при открытой задвижке всасывающего нагнетательного трубопровода, если сопротивление сети обеспечивает работу без перегрузки.

Электронасос прост по конструкции и во время работы постоянного наблюдения не требуется, но периодически надо проверять утечки, показания манометров и нагрев подшипников электродвигателя.

Нормально допускаемое уплотнение сальников должно не превышать утечки указанных в формуляре. При увеличении утечки сальник подтянуть или добавить кольцо набивки, торцовое уплотнение разобрать, осмотреть и при необходимости заменить (если в течение 10-15 минут утечки не изменились).

* + 1. Для остановки электронасоса выключите электродвигатель, закройте задвижки на напорных и всасывающих патрубках.
    2. При длительном бездействии, минусовых температурах слить из насоса воду.
    3. Все неисправности смотри в паспорте, прилагаемом к насосу.

5. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БАЛЛАСТНОЙ СИСТЕМЫ

Эксплуатацию корпуса судна обеспечивают так называемые трюмные системы: осушительная и балластная. Балластная система служит для удаления больших масс воды из танков. Она предусматривается на всех судах. Для приема и удаления водяного балласта в целях изменения осадки, дифферента, крена судна. Ею оборудуются все суда. На промысловых и транспортных судах балластная система размещается в междонном пространстве, в форпике и ахтерпике. Количество забортной воды, принимаемой в балластные цистерны, составляет 20-30% водоизмещения судна. Балластные насосы с трубопроводами и арматура располагаются в М.К.О. Балластную систему выполняют по централизованному или групповому принципу. На промысловых судах ее часто совмещают с осушительной.

На рисунке 5.1. показана схема балластной системы рыболовецкого судна типа БМРТ «Николай Чепик», выполненной по централизованному принципу. Система состоит из поршневого насоса – 1; трех- и двухклапанных коробок 4,5; приемного кингстона – 2; фильтра – 6; отливного клапана – 7; балластных трубопроводов – 8. Вся арматура имеет ручной привод и находится в машинном отделении – 9. Переключением клапанов – 10, 11, 12, 13, 14 и 15 на клапанных коробках можно принимать забортную воду: в цистерны самотеком или с помощью насоса, откачивать балласт за борт или перекачивать из танка в танк, находящихся по всему кораблю. Для балластировки днищевых танков достаточно открыть клапана в танки, которые нужно забалластировать и вода самотеком пойдет в них, с подвесными танками балластировку можно произвести только насосами. Прием балласта начинается с днищевых танков, при этом надо постоянно следить за креном. Расчеты по приемке производит второй помощник капитана, который говорит, сколько, куда брать балласта. После каждой операции по приемке клапана следует закрывать и следить за уровнем воды в танках. После окончания приемки производится запись в журнал расчетных операций, сколько было в танке до приемки, сколько приняли в М3 и в какие танки. Насосы в этой системе могут применяться разные, центробежные, поршневые, пропеллерные. Периодически производить проверку трубопроводов на подтекание и арматуры.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артемов Г.К,, Симонов Р.Р. «Судовые центробежные насосы: конструкции и расчет»: Уч. Пос. Владивосток Дальрыбвтуз, 2000.- 81 с.
2. Блинов И.С. «Справочник технолога механосборочного цеха судоремонтного завода». – М.: Транспорт, 1979. – 704 с.
3. Будов В. М. «Судовые насосы: Справочник» - Л. Судостроение, 1988. – 432 с.
4. Воронов ВФ., Арцыков А П. «Судовые гидравлические машины». – Л.: Судостроение, 1977. – 301 с.
5. Гемиров Р.И. «Краткий справочник конструктора» - Л.: Машиностроение, 1983. – 464 с.
6. Гидравлический расчет судовых центробежных насосов: 4 ч. Пос. Б. Г. Денина – М.: В10.
7. Ломанин А.А. «Центробежные и осевые насосы» - Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
8. Петрина Н.П. «Судовые насосы» - Л.: 1963. – 376 с.
9. Правила классификации и постройка морских судов. Российский морской Регистр судоходства. Т.2 – СПб , 1999. – 512 с.
10. Справочник судового электромеханика, Т.2. Судовое электрооборудование, 1980. – 624 с.
11. Черкасский В.М. «Насосы, вентиляторы, компрессоры» - М.: 1984. – 416 с.