



ИПМ им.М.В.Келдыша РАН • [Электронная библиотека](#)

[Материалы защиты](#) • [Сведения о диссертации](#)



[Протопопов А.А.](#)

Моделирование динамики
ротора и выбор оптимальных
конструктивных параметров
малорасходного
центробежного насоса

Диссертация

Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Протопопов А.А. Моделирование динамики ротора и выбор оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса: дис. ... канд. физ.-мат. наук: 01.02.01. М., 2018. 131 с. URL: <http://library.keldysh.ru/diss.asp?id=2018-protopopov>

ИНСТИТУТ ПРИКЛАДНОЙ МАТЕМАТИКИ ИМ. М.В. КЕЛДЫША

РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК

УДК531.3

На правах рукописи

ПРОТОПОПОВ АЛЕКСАНДР АНДРЕЕВИЧ

ДИССЕРТАЦИЯ

**Моделирование динамики ротора и выбор оптимальных
конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса**

на соискание учёной степени

кандидата физико-математических наук

Специальность 01.02.01 – теоретическая механика

Научный руководитель:

доктор физико-математических наук,

Боровин Геннадий Константинович

МОСКВА – 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Обзор литературы, посвященной проблемам создания малорасходных центробежных насосов	7
ГЛАВА 1. Динамика ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками	15
1.1 Математическая модель при пуске центробежного насоса.....	19
ГЛАВА 2. Расчет оптимальной частоты вращения ротора с шарикоподшипниками.....	37
ГЛАВА 3. Расчет оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами	49
3.1 Определение основных конструктивных параметров рабочего колеса в первом приближении.....	49
3.2 Расчет отводящих устройств	60
3.3 Уточненный расчет оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами.....	61
ГЛАВА 4 Описание экспериментальной установки, результаты экспериментов. Анализ результатов экспериментов.....	78
4.1 Описание экспериментальной установки.....	78

4.2 Оценка погрешности измерений	85
4.3 Определение коэффициента утечек в осевом зазоре μ и коэффициента сопротивления на входе в рабочее колесо ζ	88
ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ	120
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	121

ВВЕДЕНИЕ

В ряде отраслей промышленности для решения различных задач наблюдается потребность в малорасходных насосах. Традиционно задачи создания напора при маленьких подачах решались и решаются при помощи насосов объемного типа, однако, их применение ограничено такими их свойствами как: высокая цена, неспособность работать на загрязненной жидкости, сложности при регулировании величины подачи. В силу этих причин в последнее время все чаще наблюдается отказ от насосов объемного типа в пользу центробежных насосов, рассчитанных на малые подачи. Однако, разработчики малорасходных центробежных насосов сталкиваются с рядом проблем, обусловленных отсутствием методик расчета таких насосов.

Дело в том, что существующие методики расчета центробежных насосов ориентированы на относительно большие величины подачи рабочей жидкости. При уменьшении величины подачи подобие рабочих процессов в центробежных насосах нарушается, и расчетные формулы, представленные в наиболее распространенных методиках, дают неверный результат.

Кроме того, в современной промышленности наблюдаются такие явления как изменение технологических цепочек, что обуславливает необходимость создания конструкции, отвечающей современным технологическим требованиям. В частности на некоторых производствах практически утрачена возможность изготовления закрытых рабочих колес

центробежных насосов, что накладывает требование разработки конструкций с открытыми или полуоткрытыми рабочими колесами. Аналогичные проблемы наблюдаются при изготовлении отводов центробежных насосов.

Также следует отметить, что ряд насосов такого класса изготавливаются со специальными электродвигателями, ротора которых имеют опоры, представляющие собой гидростатические подшипники, работающие на перекачиваемой жидкости.

Это делается для повышения ресурса работы таких насосов. Однако, применение гидростатических подшипников создает проблему при пуске таких насосов. Это происходит из-за отсутствия на данный момент методик динамического расчета роторов таких насосов.

Все это обуславливает необходимости разработки методики расчета малорасходного центробежного насоса, с учетом реальных технологических возможностей наибольшего числа производителей такой продукции.

В данной работе рассмотрены конструктивные схемы: насосы с кольцевым и со спиральным отводами. Ротора рассматриваемых насосов также представлены в двух вариантах. В главе 1 рассмотрены насосы с гидростатическими подшипниками. В главе 2 рассмотрены насосы с шарикоподшипниками.

Обобщая различные требования, предъявляемые потребителями к малорасходным центробежным насосам, приходим к выводу, что нужно создать методику, пригодную для создания насоса на такие параметры:

- напор насоса от 1 до 5 м;
- величина подачи от 0 до 2 л/мин.

Многие насосы окажутся внутри этих областей, или не очень сильно будут выходить за эти пределы.

Критериями качества насоса наиболее часто выступают такие величины:

- ресурс насоса;
- масса насоса;
- габариты насоса;
- КПД насоса.
- Динамические характеристики, в частности способность ротора к самовсплыванию, время самовсплывания, переходные процессы угловой скорости и высоты всплывания ротора.

Безусловно, создание методики расчета, способной удовлетворить всем этим критериям одновременно является чрезвычайно сложной задачей.

Для решения этой задачи для некоторых параметров, в частности частоты вращения ротора будут выделены два наиболее чувствительных к изменению этого параметра критерия и построена компромиссная кривая, а для некоторых конструктивных параметров будет выделен один наиболее

чувствительный критерий и будет произведена однокритериальная оптимизация. Для оценки динамических характеристик будет представлена методика получения времени самовсплытия и получение переходных процессов при заданных конструктивных параметрах.

Обзор литературы, посвященной проблемам создания малорасходных центробежных насосов

Одной из наиболее существенных проблем при разработке насосов такого типа является учет утечек в переднем осевом зазоре и высокая сложность расчетов по существующим методикам оценки величины этих утечек рабочей жидкости.

Эта проблема освещена в литературе [54], [55], [14], [62], [3],[4], [42], [43], [44], [45], [46], [47], [48], [49], [50], [51], [52].

Наиболее интересной представляется результаты, изложенные в [14].

Для решения этой проблемы предлагается осуществлять визуализацию потоков рабочей жидкости и составлять уравнения, описывающие эти потоки.

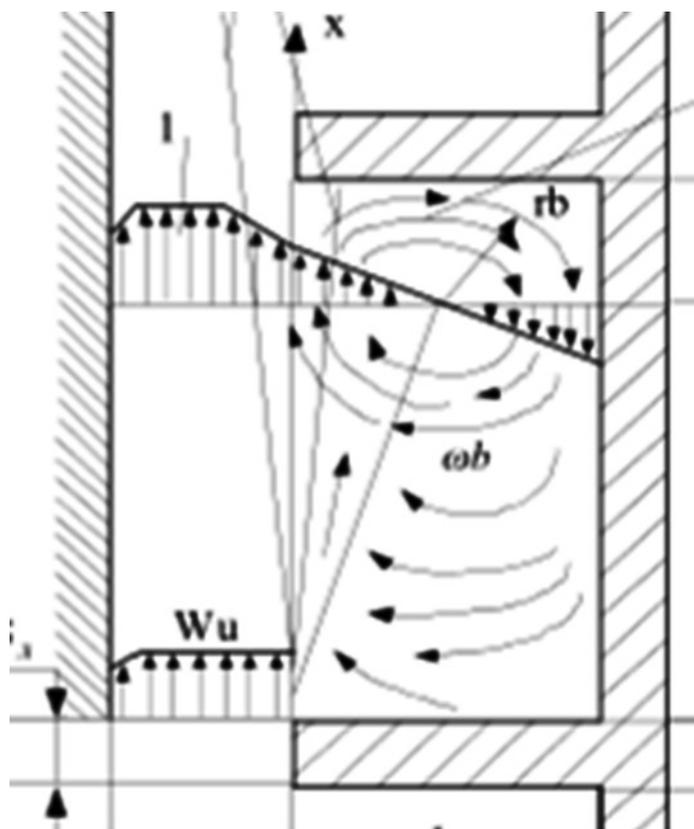


Рисунок 1 – Пример визуализации потоков рабочей жидкости

Такой подход имеет недостатки, связанные с отсутствием единой теории, достаточно хорошо описывающей движение турбулизированных потоков рабочей жидкости.

Строго говоря, единой теории для центробежных насосов с полуоткрытыми рабочими колесами не существует, для решения данной проблемы в литературе [14] предлагается вводить ряд опытных коэффициентов, позволяющих учесть потери полезной мощности напора на утечки в переднем осевом зазоре. Такой подход требует получения большого массива экспериментальных данных для широкого диапазона соотношений конструктивных параметров. Требуется создать такую модель, которая бы минимизировала количество опытных коэффициентов.

Также большой проблемой при разработке насосов этого типа является плохая прогнозируемость напорной характеристики таких насосов, так как трудно оценить, на сколько просядет характеристика из-за гидравлических, механических и объемных потерь полезной мощности.

Эта проблема освещена в литературе [41], [7], [59], [26], [30], [61], [1], [23], [35], [36], [37], [60].

Наиболее популярные методики получения прогнозной напорной характеристики ориентированы на относительно большие значения подачи рабочей жидкости.

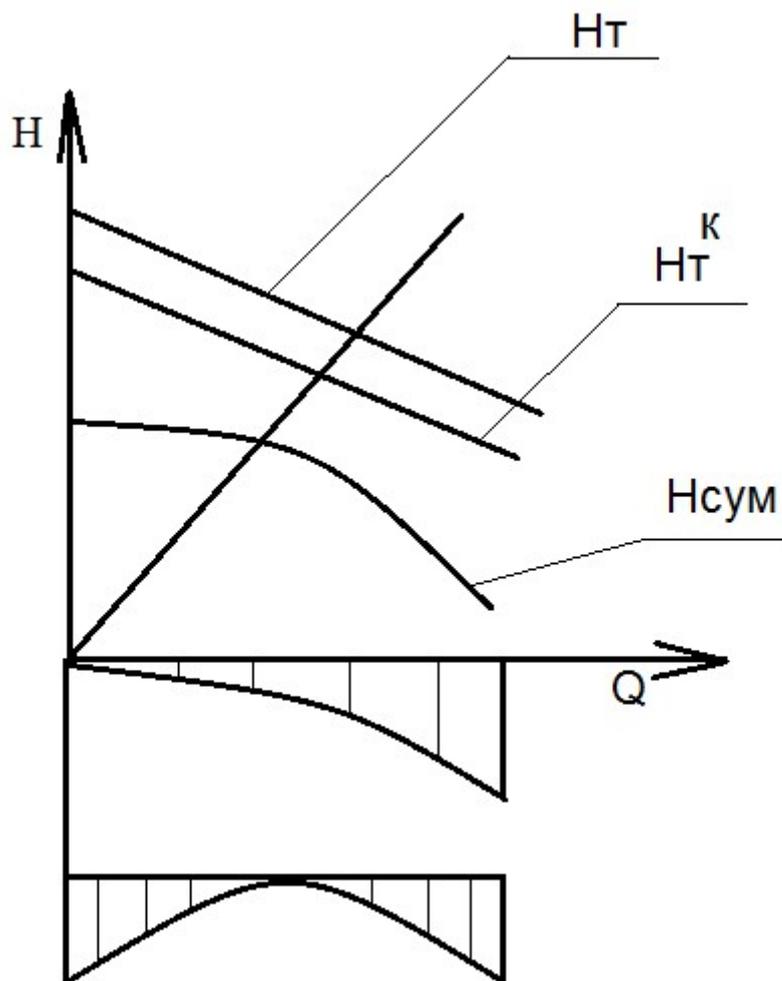


Рисунок2 – Построение напорной характеристики по методикам, ориентированным на относительно большие значения подачи рабочей жидкости

Для решения этой задачи также предлагается [17], [18], [19], [20], [63], [9], [10], [11], [12], [15], [22], [24], [25], [27], [32], [33], [34], [38], [39] создание 3-D модели насоса с последующим расчетом численными методами точек его напорной характеристики.

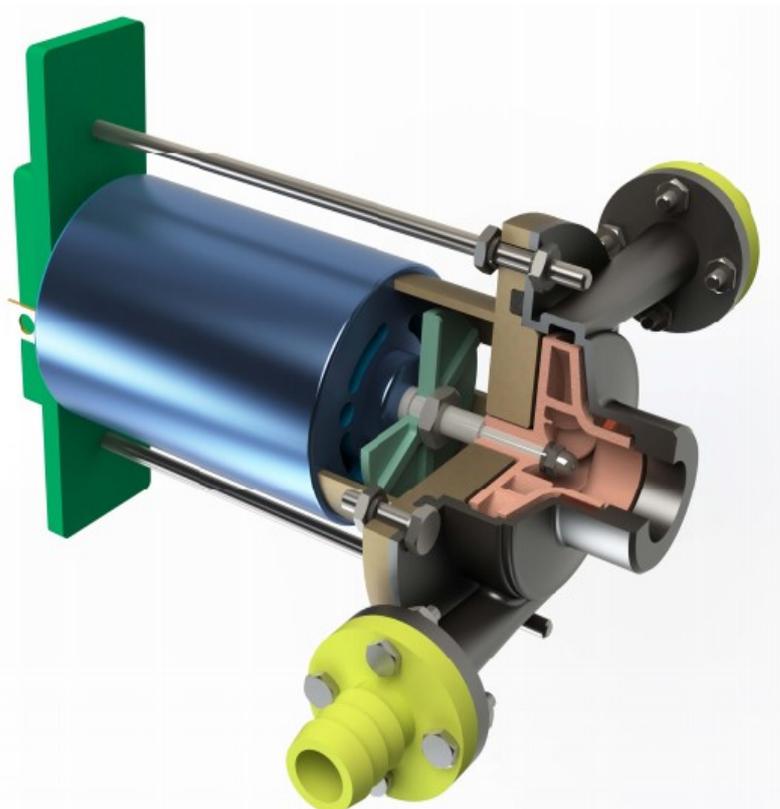


Рисунок 3– 3-Dмодель малорасходного центробежного насоса со спиральным двухпоточным отводом

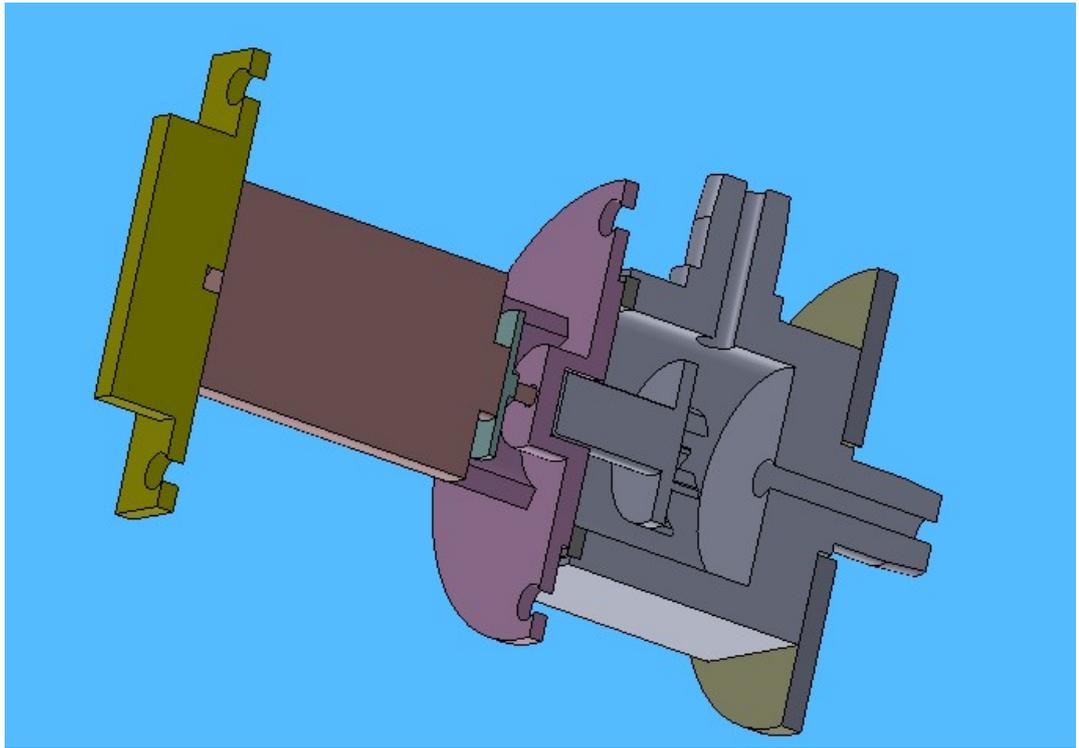


Рисунок4– 3-Dмодель малорасходного центробежного насоса
с кольцевым отводом

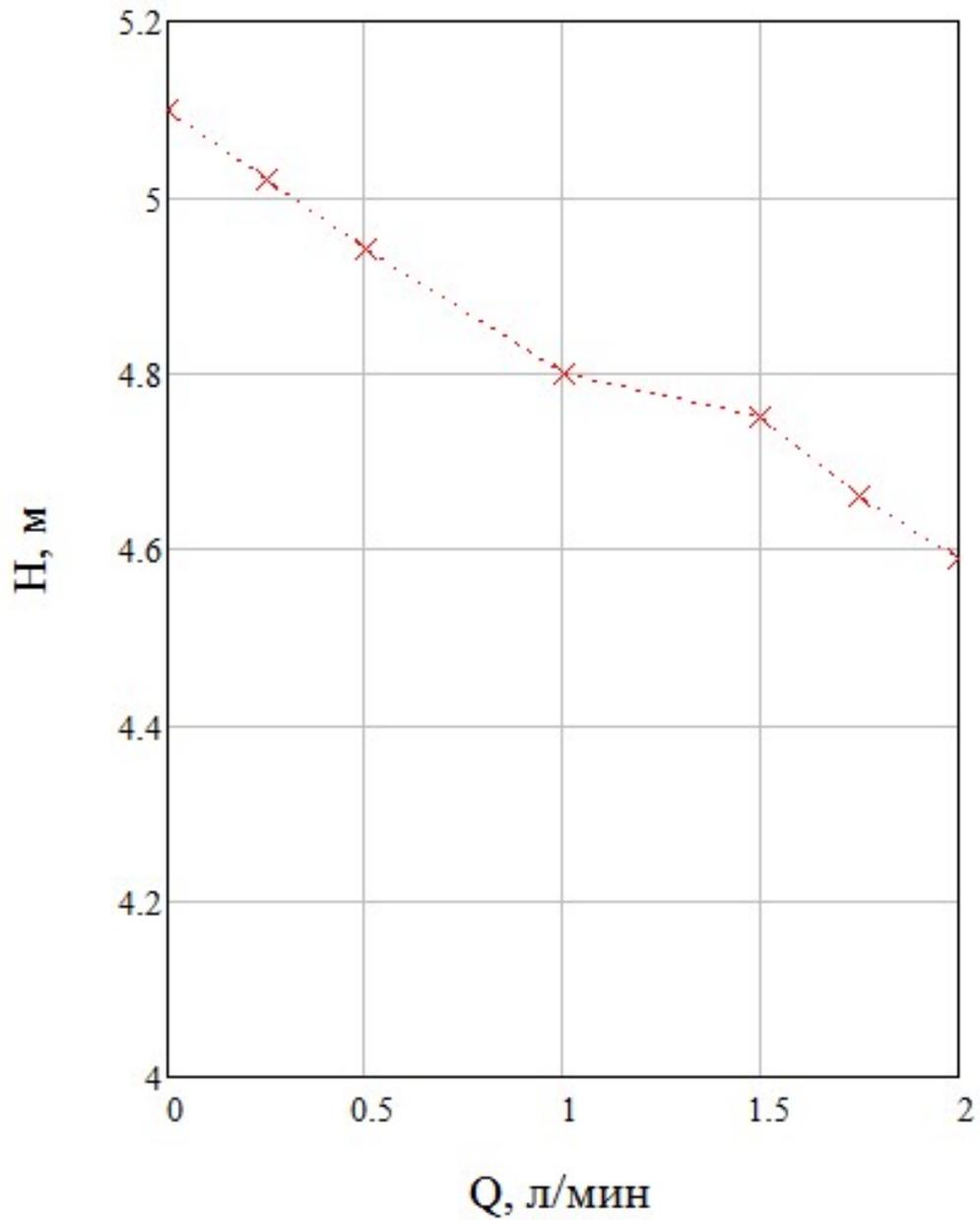


Рисунок 5– Получение численными методами
напорной характеристики малорасходного центробежного насоса
с полуоткрытыми рабочими колесами с кольцевым отводом

Такой подход очень трудоемок, требует больших затрат человеческого и машинного времени. Требуется создание алгоритма получения напорной

характеристики центробежного насоса, адаптированного к малым величинам подачи рабочей жидкости.

Еще одной проблемой при проектировании малорасходных центробежных насосов является выбор частоты вращения вала электродвигателя насоса.

Эта проблема освещена в литературе [7],[16], [56], [64].

Выбор частоты вращения вала насоса предлагается делать из компромисса кавитационных характеристик насоса и его КПД.

Однако, такой подход не годится для малорасходных центробежных насосов, так как даже при очень больших значениях частоты вращения вала насоса кавитационные характеристики [28], [65], [26], [30], [8], [53], [61], [31], [21] ухудшаются незначительно. Требуется выработка новых критериев выбора частоты вращения вала для малорасходных центробежных насосов.

Также представляется интересным вопрос выбора оптимального числа лопаток рабочего колеса малорасходного центробежного насоса.

Эта проблема освещена в литературе [2], [26], [30], [61].

Выбор оптимального числа лопаток рабочего колеса предлагается делать на основе эмпирических данных в зависимости от коэффициента быстроходности центробежного насоса. Такой подход не учитывает такие факторы, как влияние толщины лопаток рабочего колеса на напор, влияние стеснения потока рабочей жидкости при входе в рабочее колесо и т.д. Требуется получение формулы для расчета оптимального числа лопаток

рабочего колеса, учитывающая максимально возможное число факторов, влияющих на рабочие характеристика центробежного насоса.

ГЛАВА 1. Динамика ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками

В данной главе рассмотрим малорасходные центробежные насосы с гидростатическими подшипниками.

Использование гидростатических подшипников позволяет существенно повысить ресурс таких насосов. Однако, при пуске таких насосов иногда возникают проблемы, связанные с неспособностью ротора «всплыть», что может привести к раннему отказу такого насоса. Это происходит в связи с отсутствием методики динамического расчета таких насосов. Для решения этой проблемы рассмотрим принципиальную схему такого насоса (см. рисунок 1.1):

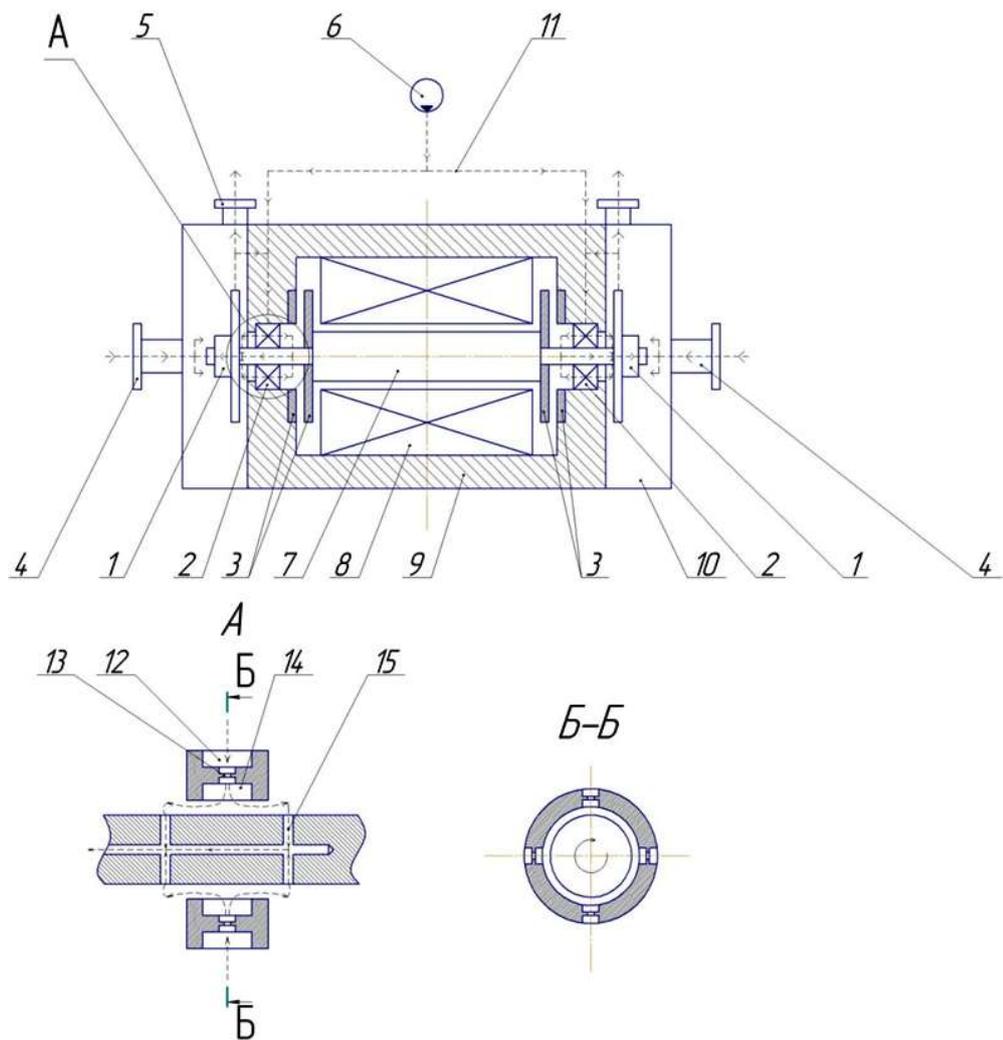


Рисунок 1.1– Принципиальная схема центробежного насоса с
оппозитной схемой с гидроподшипниками

Позициями на рисунке обозначены:

- 1 – рабочее колесо;
- 2 –гидроподшипник;
- 3 – пара подпятников;
- 4 – входной патрубок;
- 5 – выходной патрубок;
- 6 – вспомогательный насос;
- 7 – ротор электродвигателя;

- 8 – статор электродвигателя;
- 9 – корпус электродвигателя;
- 10 – корпус одного из насосов электронасосного агрегата;
- 11 – пунктирными линиями обозначены направления движения рабочей жидкости;
- 12 – задроссельное пространство;
- 13 – дроссель;
- 14 – карман;
- 15 – система отверстий в валу, обеспечивающая возврат рабочей жидкости назад на вход в рабочее колесо.

Принцип работы данного насоса состоит в следующем: рабочая жидкость поступает в насос по оси с двух сторон на входные патрубки (поз. 4). Затем перед входом в рабочее колесо (поз. 1) к основному потоку рабочей жидкости, поступившей на вход, прибавляется поток рабочей жидкости, движущийся со стороны вала насоса. Далее рабочая жидкость поступает на вход в рабочее колесо (поз. 1) и под действием массовых сил рабочая жидкость попадает в отвод насоса (поз. 5). При этом часть рабочей жидкости из отвода отбирается на работу гидropодшипника (поз. 2).

При необходимости (например, при пуске насоса) подшипник питается рабочей жидкостью, поступающей из вспомогательного насоса (поз. 6).

Следует отметить, что использование вспомогательного насоса для пуска является самостоятельной проблемой, так как это может привести к увеличению массы всей насосной установки и снижению надежности.

Стоит задача получить такую методику динамического расчета, которая бы исключала необходимость использования такого вспомогательного насоса.

В подшипнике имеется задроссельное пространство (поз. 12), где рабочая жидкости распределяется между четырьмя дросселями (поз. 13), входящими в состав каждого из подшипников. Рабочая жидкость, преодолев сопротивление этих дросселей попадает в «карман» (поз. 14) и затем через зазоры между валом и подшипником поступает в области слева и справа от подшипника, откуда через отверстия в валу (поз. 15) поступает на вход в рабочее колесо. В ходе работы над математической моделью рассматриваемого класса насосов была разработана методика расчета пусковых явлений в таких насосах.

Данную методику будем проверять на опытном насосе, имеющим параметры: плотность $\rho=1000$ кг/м³; диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=0,05$ м; ширина рабочего колеса на выходе $b_2=0,003$ м; суммарный КПД насоса $\eta_\Sigma=0,5$; радиус рабочего колеса на выходе $R_2=0,025$ м; ширина подшипника $l=0,02$ м; диаметр вала $d=0,01$ м; вязкость рабочей жидкости $\mu=0,01$ Па·с; средний зазор между подшипником и валом $\delta=10^{-4}$ м; коэффициент сухого трения $k_m=0,1$; передний осевой зазор между рабочим

колесом и корпусом $a=0,001$ м; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя $K_I=0,0015$ Н·м·с; коэффициент моментно-механической характеристики электродвигателя $K=0,9$ Н·м; масса ротора $M=0,2$ кг; момент инерции ротора $I=10^{-5}$ Н·м·с², диаметр сопла подшипника $d_c=0,001$ м, толщина пленки рабочей жидкости в начальный момент $\delta_0=10^{-6}$ м.

Все графики построены для этого конкретного насоса.

1.1 Математическая модель при пуске центробежного насоса

Рассмотрим все силовые факторы, действующие на вал насоса (см. рисунок 1.2).

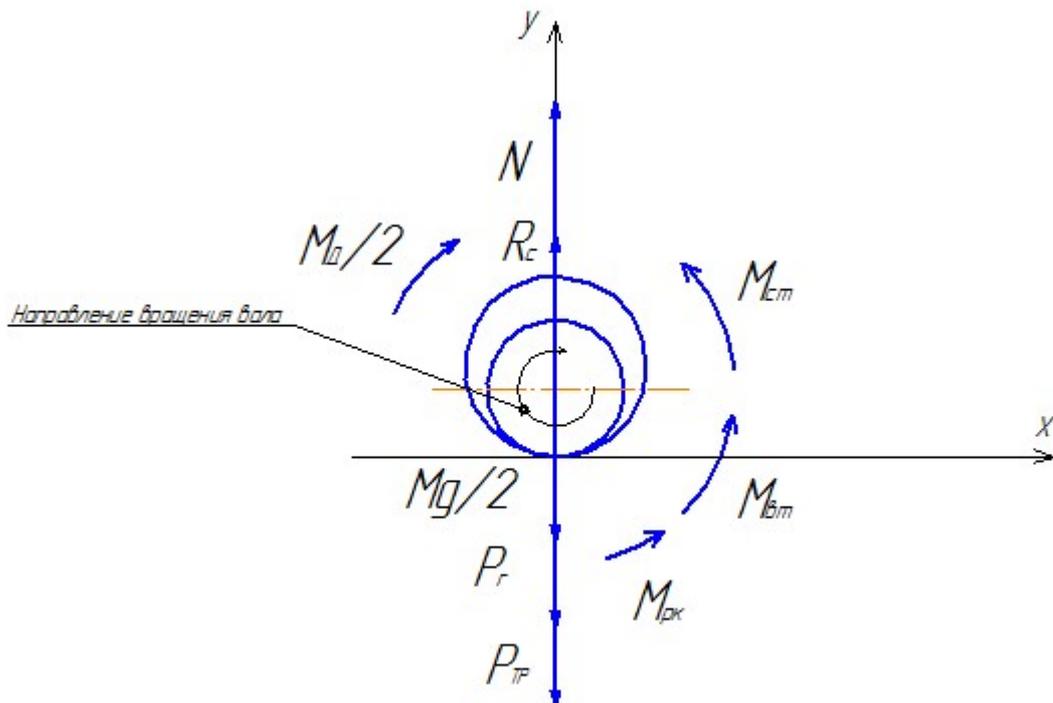


Рисунок 1.2– Силовые факторы, действующие на вал насоса

На вал насоса действуют силы: вес ротора Mg , радиальная сила Pr , возникающая в рабочем колесе, нормальная реакция опоры N , статическая Rc реакция гидроподшипника.

Кроме того, на вал насоса действуют моменты: момент рабочего колеса $M_{рк}$, момент вязкого трения $M_{вт}$, момент сухого трения $M_{ст}$, и момент двигателя $M_{д}$.

На рисунке 1.2 вал изображен в начальном состоянии до запуска центробежного насоса. Началом координат выбрано место касания ротора насоса с внутренним кольцом подшипника.

Запишем уравнения равновесия вала насоса в общем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \cdot \frac{d^2y}{dt^2} = 2 \cdot Rc(t) + 2 \cdot N(t) - 2 \cdot Pr(t) - M \cdot g - 2 \cdot P_{тр}(t) \\ M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \\ J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_{д}(t) - 2 \cdot M_{рк}(t) - 2 \cdot M_{ст}(t) - 2 \cdot M_{вт}(t) \end{array} \right. , \quad (1.1)$$

где M – масса ротора, J – момент инерции ротора относительно его оси, ω – угловая скорость вращения вала насоса, t – время с момента пуска насоса, g – ускорение свободного падения.

Величины $Rc(t)$, $Pr(t)$, $M_{рк}(t)$, $M_{ст}(t)$, $M_{вт}(t)$, N , $P_{тр}(t)$ указаны с коэффициентом 2, так как в насосе имеется два рабочих колеса и два подшипника и в силу симметрии конструкции насоса их вклад в силовые факторы одинаков.

Во втором уравнении при соблюдении условия отсутствия сухого трения и при условии малой величины гидродинамической подъемной силы

(так как гидродинамическая подъемная сила, в отличие от гидростатической подъемной силы не всегда строго вертикальна) все силы будут равны нулю.

Для того чтобы убедиться в малости гидродинамической подъемной силы, и как следствие, упростить уравнение (1.1) ее можно сравнить с гидростатической подъемной силой. Это сравнение будет приведено ниже.

Рассмотрим слагаемые в системе уравнений (1.1).

Радиальная сила $Pr(t)$, действующая на рабочее колесо равна [61]:

$$Pr(t) = 0,4 \cdot \rho \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot H(t), \quad (1.2)$$

где $H(t)$ – напор насоса, D_2 – диаметр выхода из рабочего колеса, b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, ρ – плотность рабочей жидкости.

Для оценки напора насоса можно воспользоваться формулой (1.3):

$$H(t) = \frac{\omega^2 \cdot R_2^2 \cdot \eta}{g} \quad (1.3)$$

После преобразований величину $Pr(t)$ можно представить в виде:

$$Pr(t) = 0,1 \cdot \rho \cdot D_2^3 \cdot b_2 \cdot \eta \cdot \omega(t)^2 \quad (1.4)$$

Статическая грузоподъемность вычисляется по формуле (1.5):

$$Rc(t) = \Delta P \cdot l \cdot d \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}, \quad (1.5)$$

где l – длина кармана подшипника, d – диаметр вала насоса, ΔP – разность давлений в верхней и нижней части кармана. Для нахождения разности давлений ΔP необходимо предварительно найти зависимость зазора между валом и подшипником от угла и высоты подъема вала. Для этого

рассмотрим схему определения зависимости зазора между валом и подшипником от высоты и угла (см. рисунок 1.3):

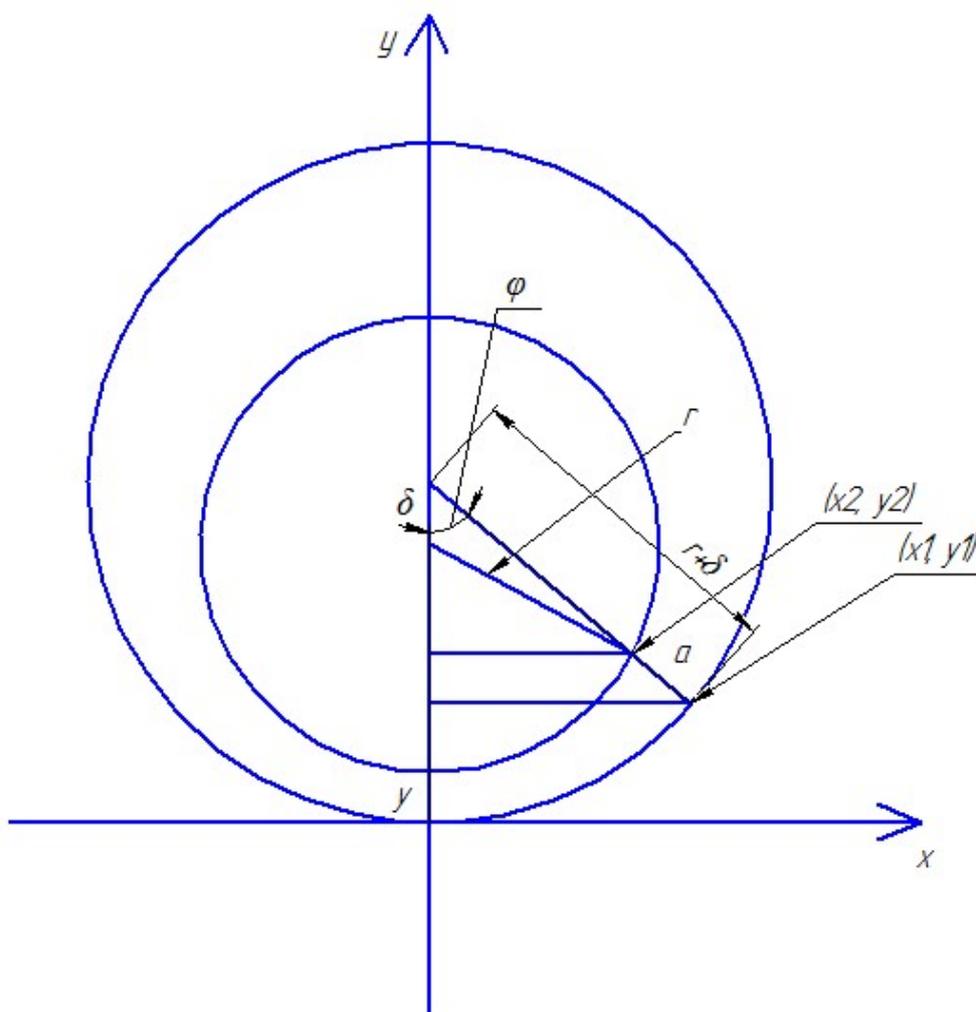


Рисунок 1.3 – Схема определения зависимости зазора между валом и подшипником от высоты всплытия вала и от угла

Тогда зазор будет находиться по формуле:

$$a_2(\varphi, y) = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} , \quad (1.6)$$

где

$$x_1 = (r + \delta) \cdot \sin \varphi \quad (1.7)$$

$$x_2 = r \cdot \sin \varphi \quad (1.8)$$

$$y_1 = (r + \delta) \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (1.9)$$

$$y_2 = r + y - r \cdot \cos \varphi \quad (1.10)$$

После преобразований получаем:

$$a_2(\varphi, y) = \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} \quad (1.11)$$

Схема определения перепада давлений ΔP представлена на рисунке 1.4:

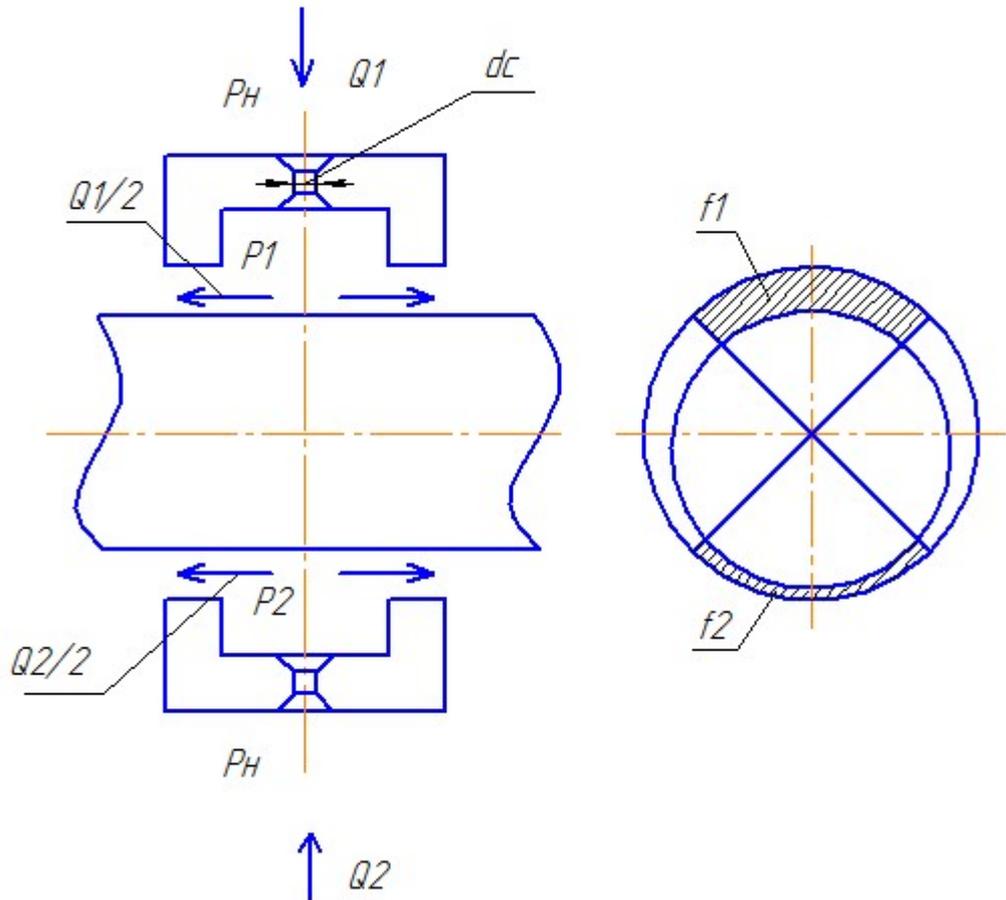


Рисунок 1.4 – Схема для определения перепада давлений между нижним и верхним карманами гидropодшипника

Перепад давлений определяется как разница давлений верху и снизу кармана:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (1.12)$$

Давления P_1 и P_2 определяются из баланса расходов [53]:

$$Q_1 = \mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_1)}{\rho}} \quad (1.13)$$

$$Q_1 = 2 \cdot \mu_T \cdot f_1(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad (1.14)$$

Аналогично для P_2 :

$$Q_2 = \mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_H - P_2)}{\rho}} \quad (1.15)$$

$$Q_2 = 2 \cdot \mu_T \cdot f_2(y) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}}, \quad (1.16)$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла, μ_m – коэффициент расхода через торцы подшипника, d_c – диаметр сопла, P_H – давление на выходе из насоса, $f_1(y)$ и $f_2(y)$ – площади нижней и верхней четверти бокового зазора соответственно (см. рисунок 1.4).

Давление на выходе насоса P_H :

$$P_H = \rho \cdot g \cdot H(t) \quad (1.17)$$

где $H(t)$ находится из (1.3).

Для нахождения площадей $f_1(y)$ и $f_2(y)$ воспользуемся интегрированием в полярных координатах (см. рисунок 1.4):

$$f_2(y) = 2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} d\varphi \quad (1.18)$$

и для верхнего зазора:

$$f_1(y) = 2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (2 \cdot \delta - y + \delta(\cos \varphi - 1))^2} d\varphi \quad (1.19)$$

Из (1.18) и (1.19) при различных δ получаем графики:

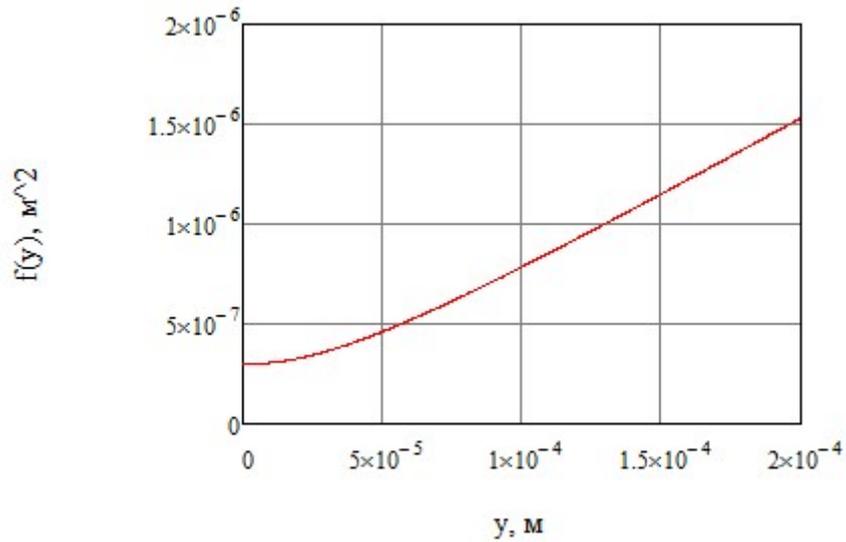


Рисунок 1.5 – График зависимости $f_2(y)$

Аналогично для верхнего кармана:

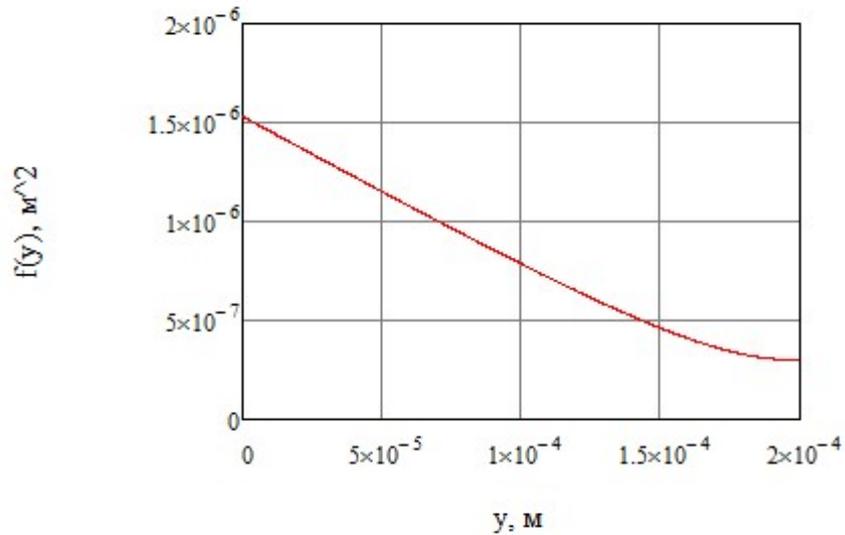


Рисунок 1.6 – График зависимости $f_1(y)$

Проводим аппроксимацию этих графиков параболой вида

$$f_2(y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot y + \alpha_3 \cdot y^2 \quad (1.20)$$

$$f_1(y) = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot (2 \cdot \delta - y) + \alpha_3 \cdot (2 \cdot \delta - y)^2 \quad (1.21)$$

Вычисляем значения коэффициентов в формулах (1.20) и (1.21):

$$\alpha_1 = 3,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$$

$$\alpha_2 = 0,0035 \text{ м}$$

$$\alpha_3 = 13,23 \text{ (безразмерный)}$$

и получаем такие графики:

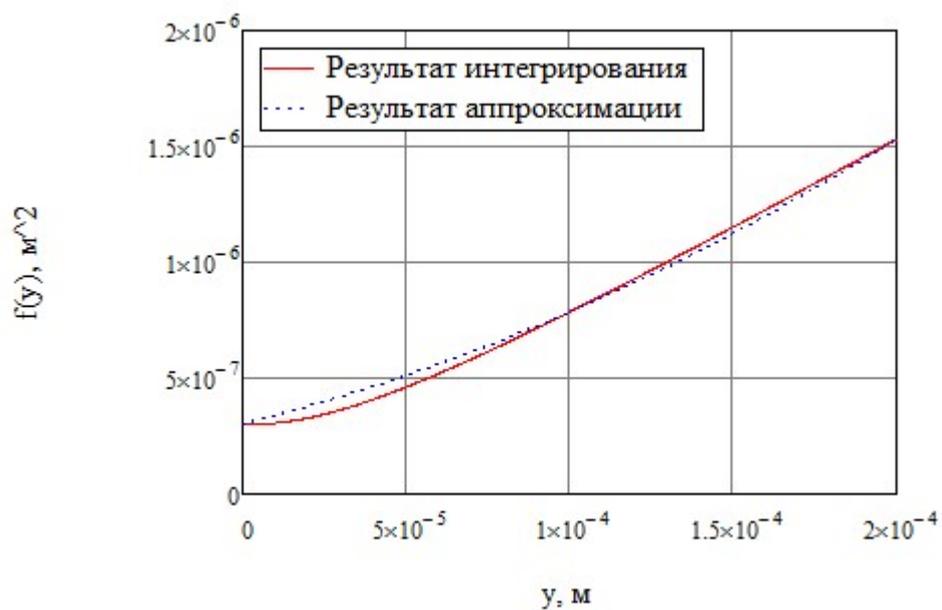


Рисунок 1.7 – Аппроксимация зависимости площади бокового зазора от высоты для нижнего кармана

Аналогично для верхнего кармана:

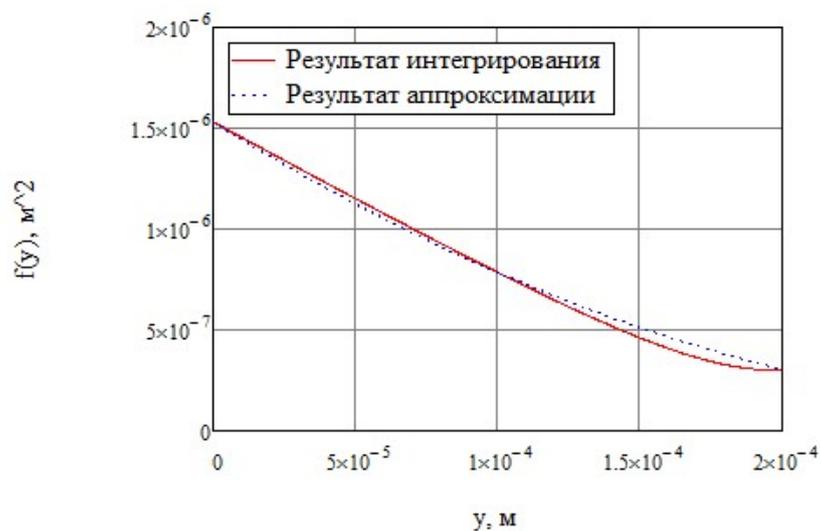


Рисунок 1.8 – Аппроксимация зависимости площади бокового зазора от высоты для верхнего кармана

Тогда с учетом формул (1.5), (1.12) – (1.16), (1.20), (1.21) получаем гидростатическую реакцию подшипника:

$$R_c = \frac{\sqrt{2}}{2} \left[\frac{l \cdot d \cdot p_H \cdot \left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2}{\left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2 + (\mu_T \cdot 2 \cdot f_2(y))^2} - \frac{l \cdot d \cdot p_H \cdot \left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2}{\left(\mu_c \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \right)^2 + (\mu_T \cdot 2 \cdot f_1(y))^2} \right] \quad (1.22)$$

Нормальная реакция опоры из условия равновесия ротора равна:

$$N(t) = \begin{cases} Pr + \frac{M \cdot g}{2} - Rc & \text{при } y = 0 \\ 0 & \text{при } y > 0 \end{cases} \quad (1.23)$$

Откуда момент сухого трения:

$$M_{ст} = \begin{cases} \frac{[2 \cdot Pr + M \cdot g - 2 \cdot Rc] \cdot \kappa_T \cdot d}{4} & \text{при } y = 0 \\ 0 & \text{при } y > 0 \end{cases}, \quad (1.24)$$

где κ_T – коэффициент сухого трения.

Определим момент вязкого трения:

$$M_{вт} = \sum r \cdot \tau \cdot (l \cdot r \cdot d\varphi), \quad (1.25)$$

где r – радиус (плечо силы), $(l \cdot r \cdot d\varphi)$ – площадь участка, τ – поверхностное напряжение, определяемое по закону вязкого трения

Ньютона:

$$\tau = -\mu \cdot \frac{dV}{dr_1}, \quad (1.26)$$

где μ – динамическая вязкость, $\frac{dV}{dr_1}$ – градиент скорости.

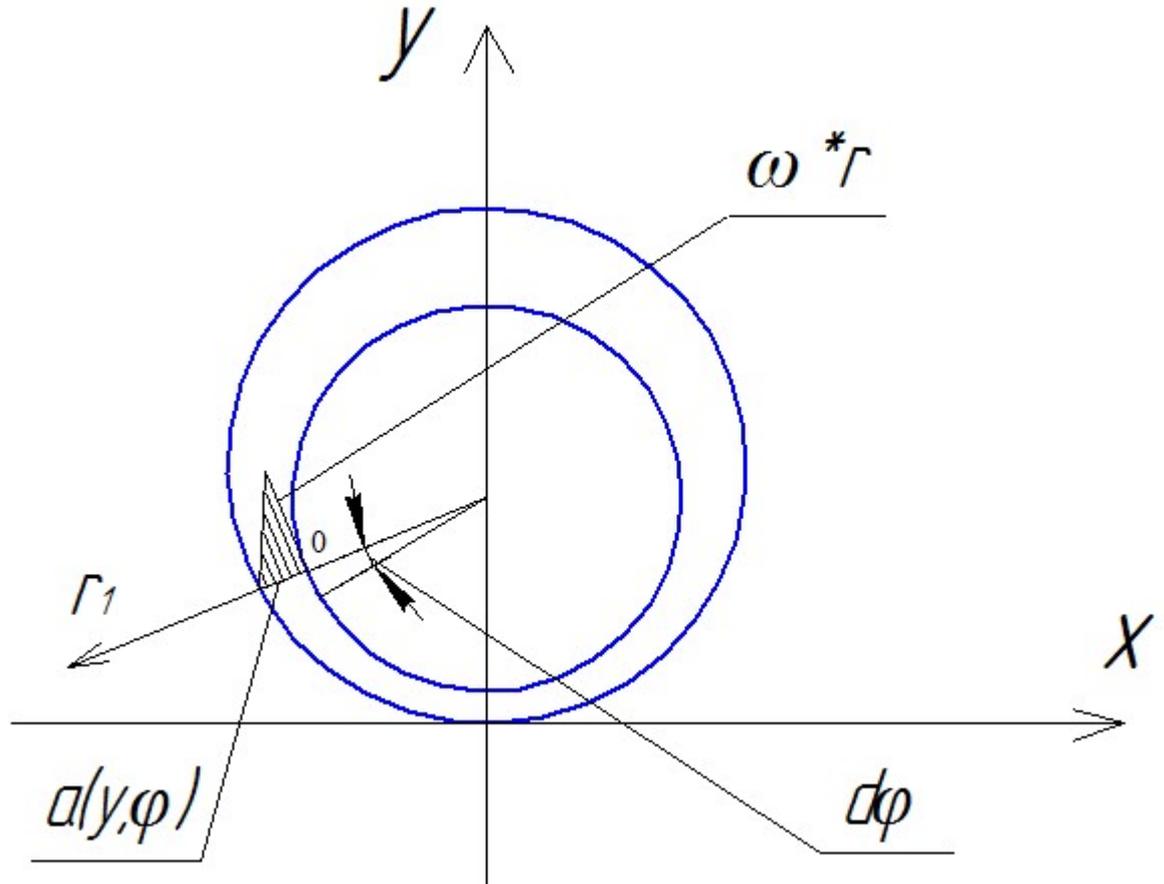


Рисунок 1.9 – Эпюра скоростей в зазоре

Примем, что режим течения жидкости в зазоре ламинарный и поэтому эпюра скоростей представляет собой линейную зависимость. Тогда зависимость скорости от высоты y примет вид:

$$V(r_1) = \omega \cdot d \cdot \frac{a_2(\varphi, y) - r_1}{a_2(\varphi, y)}, \quad (1.27)$$

где $a_2(\varphi, y)$ вычисляется по формуле (1.11).

Тогда момент вязкого трения с учетом формул (1.25), (1.26), (1.27) равен:

$$M_{\text{вт}}(y) = l \cdot 0,25 \cdot d^3 \cdot \mu \cdot \omega \cdot \int_0^\pi \frac{d\varphi}{\sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2}} \quad (1.28)$$

Для получения зависимости момента вязкого трения от величины всплытия y важно учитывать тот факт, что между валом и подшипником всегда есть тонкий слой жидкости, обусловленный поверхностными силами. Обозначим δ_0 толщину этого слоя и построим график зависимости момента вязкого трения в диапазоне от δ_0 до $2\delta - \delta_0$.

Получаем такой график зависимости момента вязкого трения от величины всплытия вала:

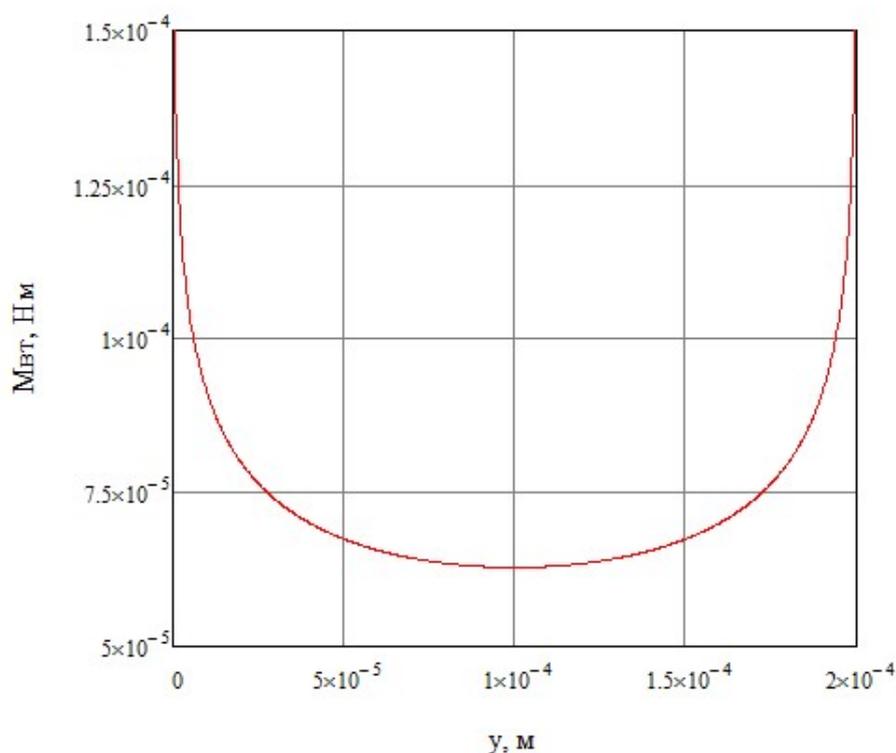


Рисунок 1.10 – График зависимости момента вязкого трения

от высоты всплытия

Данный график построен при угловой скорости $\omega = 1$ рад/с. Для определения момента вязкого трения при другом значении угловой

скорости его нужно умножить на угловую скорость, так как ω находится за знаком интеграла.

Проводим аппроксимацию зависимости момента вязкого трения от величины всплытия параболой вида:

$$M_{вт}(y) = \beta_1 + \beta_2 \cdot (y - \delta)^6 \quad (1.29)$$

Вычисляем коэффициенты в формуле (1.29):

$$\beta_1 = 6,28 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\beta_2 = 7,15 \cdot 10^{19} \text{ Н} \cdot \text{м}^{-5}$$

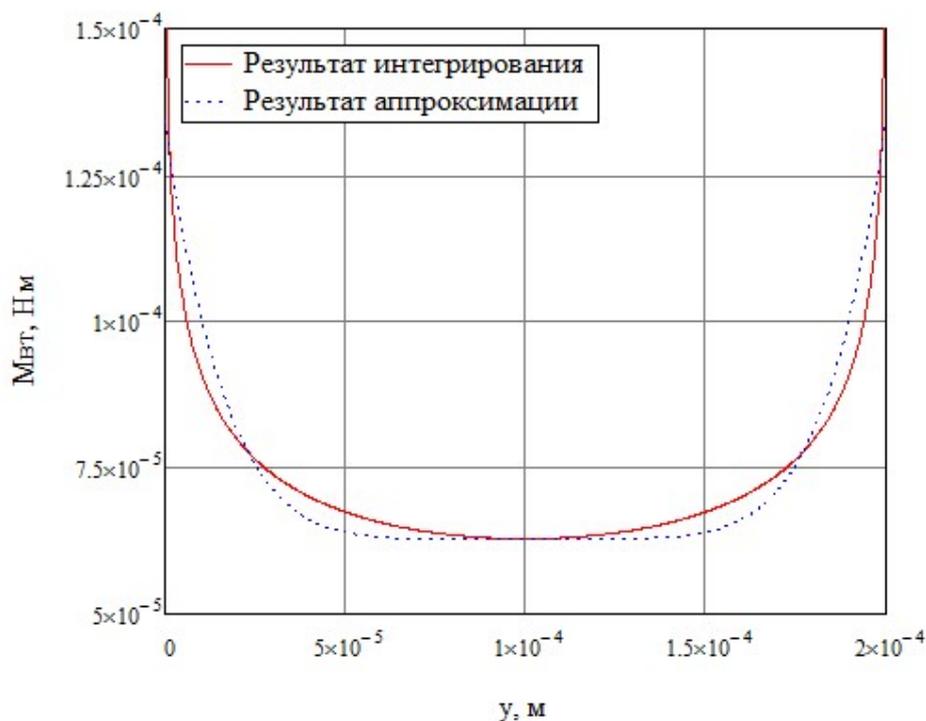


Рисунок 1.11 – Аппроксимация зависимости момента вязкого трения от
высоты всплытия вала

Таким образом, момент вязкого трения будет вычисляться по формуле:

$$M_{BT}(y) = (\beta_1 + \beta_2 \cdot (y - \delta)^6) \cdot \omega \quad (1.30)$$

Для вычисления силы вязкого трения, проведем аналогичное суммирование:

$$P_{BT} = \sum \tau \cdot (l \cdot r \cdot d\varphi) \quad (1.31)$$

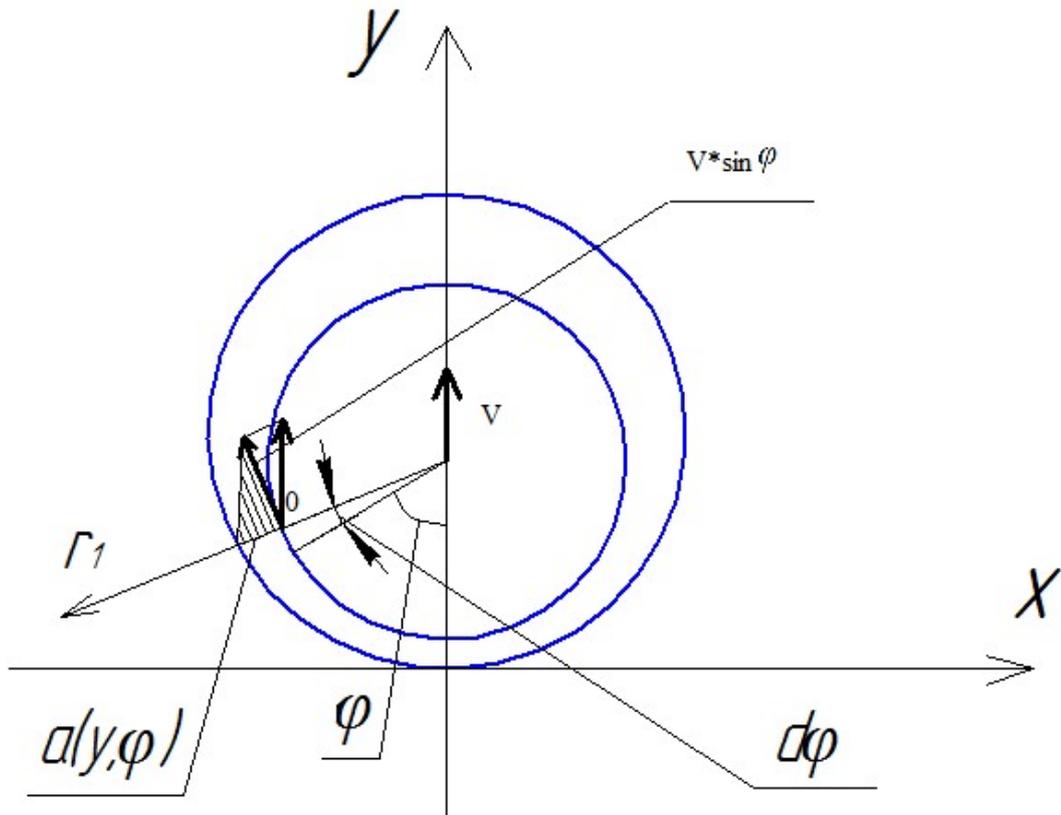


Рисунок 1.12 – Определение силы вязкого трения

Зависимость скорости от r_1 в данном случае примет вид:

$$V(r_1) = V \cdot \sin \varphi \cdot \frac{a_2(\varphi, y) - r_1}{a_2(\varphi, y)} \quad (1.32)$$

где V – вертикальная скорость вала.

Тогда получается такая зависимость силы вязкого трения от высоты

всплывания:

$$P_{\text{вт}}(y) = l \cdot 0,5 \cdot d \cdot \mu \cdot V \cdot \int_0^{\pi} \frac{\sin \varphi \cdot d\varphi}{\sqrt{\delta^2 \sin^2 \varphi + (y + \delta(\cos \varphi - 1))^2}} \quad (1.33)$$

График этой зависимости при скорости $V=1$ м/с представлен на рисунке 1.13:

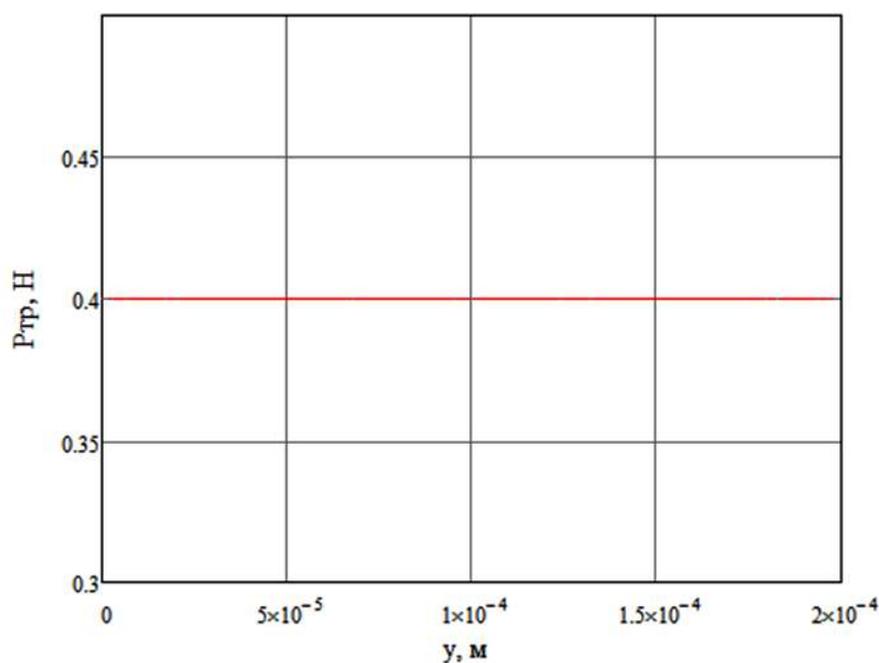


Рисунок 1.13 – График зависимости силы вязкого трения
от высоты всплывания вала

Как следует из рисунка 1.13 силу вязкого трения можно принять за постоянную величину. Тогда окончательный вид зависимости силы вязкого трения примет вид:

$$P_{\text{вт}} = 0,4 \cdot V \quad (1.34)$$

Момент на рабочем колесе вычисляется:

$$M_{\text{рк}} = M_{\text{ц}} + M_{\text{дт}}, \quad (1.35)$$

где $M_{\text{ц}}$ – центробежный момент, $M_{\text{дт}}$ – момент дискового трения.

Центробежный момент вычисляется [5]:

$$M_{\text{ц}} = \rho \cdot Q \cdot R_2^2 \cdot \omega, \quad (1.36)$$

где Q определяется по формуле (1.2):

$$Q = \mu_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \sqrt{2 \cdot g \cdot H(t)}, \quad (1.37)$$

где $\mu_{\text{п}}$ – коэффициент расхода в переднем осевом зазоре между рабочим колесом и корпусом насоса [2].

Момент дискового трения равен [5]:

$$M_{\text{дт}}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \pi \cdot \mu \cdot R_2^4}{a}, \quad (1.38)$$

где a – осевой зазор между рабочим колесом и корпусом насосом.

Тогда получается, что момент рабочего колеса равен:

$$M_{\text{рк}}(t) = \frac{\omega(t) \cdot \pi \cdot \mu \cdot R_2^4}{a} + \rho \cdot Q \cdot R_2^2 \cdot \omega \quad (1.39)$$

Момент, создаваемый двигателем, описывается формулой (1.8):

$$M_{\text{д}}(t) = K - K_1 \cdot \omega(t), \quad (1.40)$$

где K и K_1 – коэффициенты моментно-механической характеристики электродвигателя.

Начальными условиями для поставленной задачи являются такие условия:

$$\omega(0) = 0 \quad (1.41)$$

$$y(0) = 0 \quad (1.42)$$

$$\frac{dy}{dt}(0) = 0 \quad (1.43)$$

Для оценки гидродинамической подъемной силы воспользуемся формулой [6]:

$$R_{\text{гд}} = \frac{\zeta \cdot \omega \cdot l \cdot d \cdot \mu}{\psi^2} \quad (1.44)$$

где ξ – коэффициент нагрузки, от 0 до 1, в наихудшем случае примем его равным 1, μ – динамическая вязкость жидкости, ψ – относительный зазор.

Отношение гидродинамической подъемной силы и гидростатической для рассматриваемой задачи не превышает 2%:

$$\frac{R_{\text{гд}}}{R_c} < 2\% \quad (1.45)$$

Тогда уравнение по горизонтальной оси можно исключить.

Таким образом, математическая модель процесса запуска рассматриваемого насоса выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \cdot R_c(t) + 2 \cdot N(t) - 2 \cdot Pr(t) - M \cdot g \\ J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_d(t) - 2 \cdot M_{\text{рк}}(t) - 2 \cdot M_{\text{ст}}(t) - 2 \cdot M_{\text{вт}}(t) \\ \omega(0) = 0 \\ y(0) = 0 \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0 \end{array} \right. \quad (1.46)$$

Решим систему уравнений (1.46). Для этого перепишем систему уравнений (1.46) в нормальном виде Коши:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV}{dt} = \frac{2 \cdot Rc(\omega, y) + 2 \cdot N(\omega, y) - 2 \cdot Pr(\omega) - M \cdot g}{M} \\ \frac{dy}{dt} = V \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_d(\omega, y) - 2 \cdot M_{pk}(\omega) - 2 \cdot M_{st}(\omega, y) - 2 \cdot M_{vt}(\omega, y)}{J} \\ V(0) = 0 \\ y(0) = 0 \\ \omega(0) = 0 \end{array} \right. \quad (1.47)$$

Решаем ее в системе Mathcad методом Рунге-Кутты 4-го порядка и тогда мы получаем такой график угловой скорости от времени:

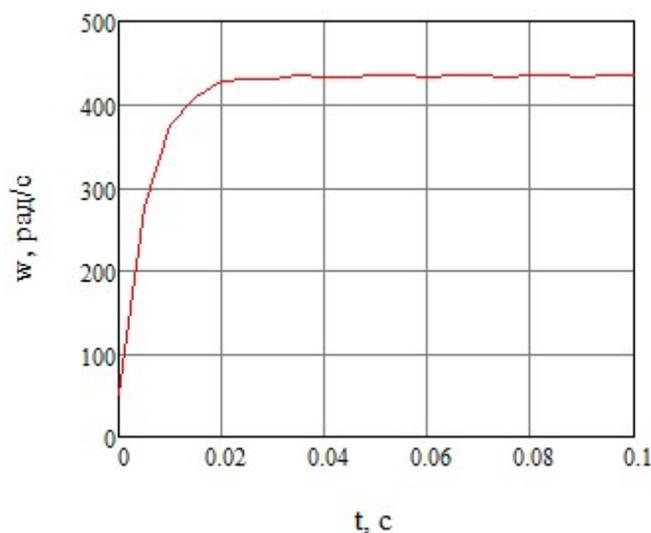


Рисунок 1.14 – График зависимости угловой скорости ротора от времени

График вертикальной координаты y:

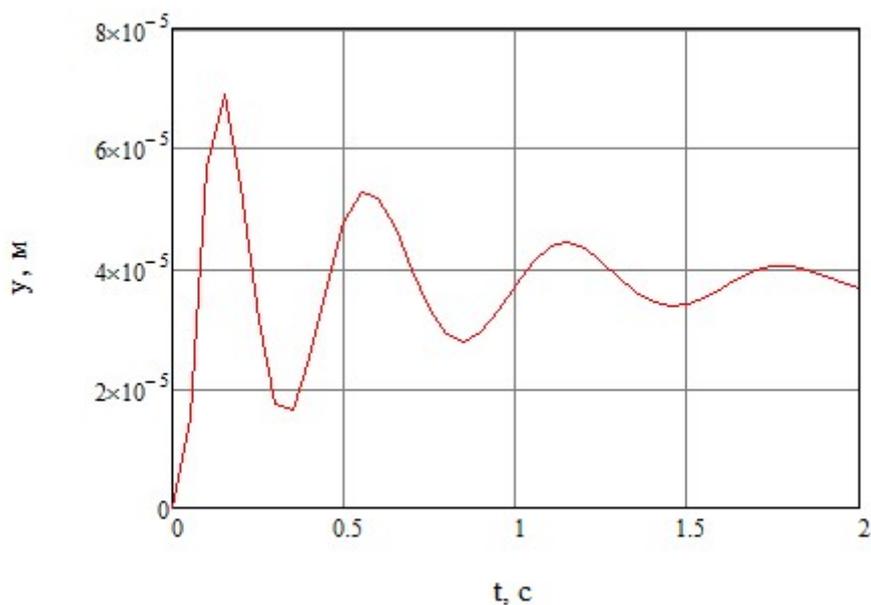


Рисунок 1.15 – График зависимости вертикальной координаты y от времени

Таким образом, была разработана математическая модель динамики движения ротора насоса во внутреннем кольце подшипника. Модель позволяет определять способность ротора к самовсплытию и время самовсплытия, исследовать переходные процессы угловой скорости и высоты всплытия ротора. Также была предложена упрощенная модель для вычисления момента и силы вязкого трения.

ГЛАВА 2. Расчет оптимальной частоты вращения ротора с шарикоподшипниками

В данной главе рассмотрены проблемы расчета насосов с шарикоподшипниками.

В отличие от гидростатических подшипников, имеющих значительный ресурс, у насосов с шарикоподшипниками ресурс весьма ограничен. Ресурс шарикоподшипника ключевым образом зависит от выбора частоты вращения ротора насоса. При этом в большинстве существующих методик расчета центробежных насосов частота выбирается из компромисса КПД – кавитационные характеристики. При этом при выборе частоты вращения ротора ресурс вообще не рассматривается. Эту проблему можно наглядно представить на рисунке 2.1:



Рисунок 2.1 – Сравнительный анализ различных методик выбора частоты вращения ротора насоса

Как видно из рисунка 2.1 в случае малорасходных насосов даже при очень больших частотах вращения кавитационные характеристики

ухудшаются незначительно. Все это обуславливает необходимость нахождения новых критериев выбора частоты вращения ротора. В излагаемой методике для нахождения оптимальной частоты вращения предлагается искать компромисс между радиальным габаритом и ресурсом насоса с помощью соответствующей компромиссной кривой.

Для получения методики построения такой кривой рассмотрим принципиальную конструктивную схему центробежного насоса (см. рисунок 2.2):

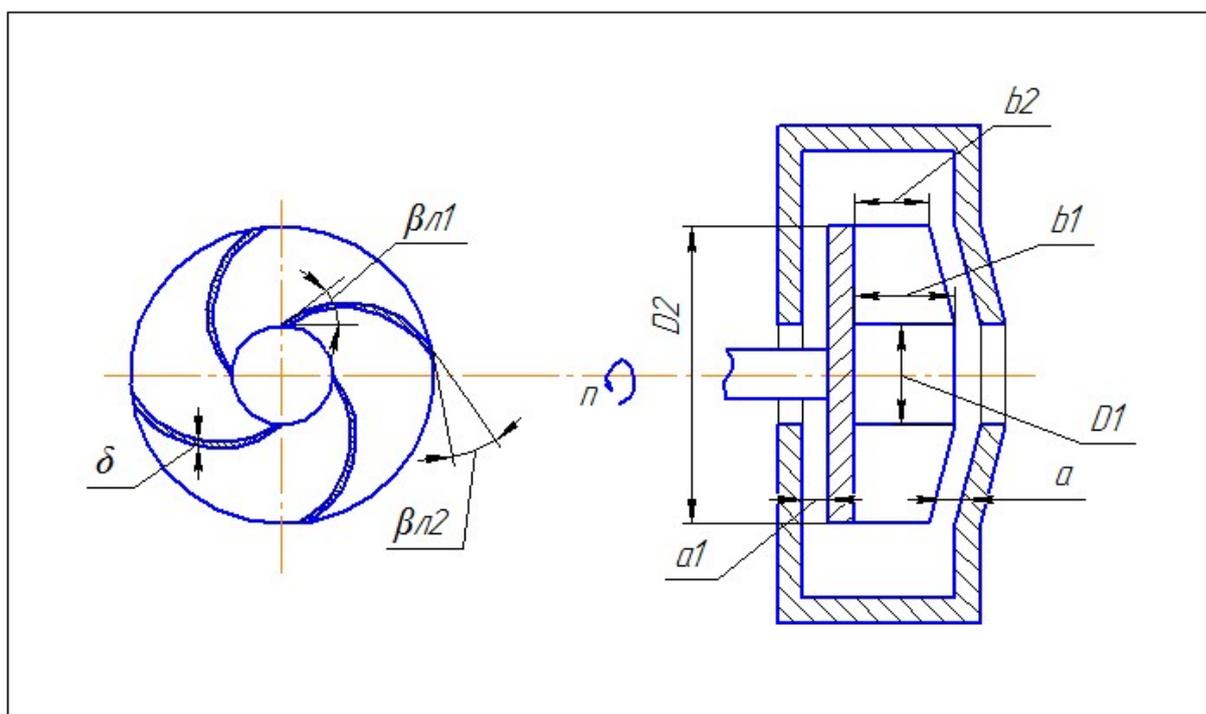


Рисунок 2.2– Принципиальная конструктивная схема
центробежного насоса

В роли критериев качества ЭНА принимаем: ресурс наиболее нагруженного подшипника T , и радиус рабочего колеса, для удобства представим радиус рабочего колеса в виде $x = \frac{1}{R_2}$.

Рассмотрим влияние частоты вращения на радиус рабочего колеса R_2 .

Радиус рабочего колеса равен:

$$R_2 = \frac{U_2 \cdot 30}{\pi \cdot n}, \quad (2.1)$$

где U_2 – окружная скорость лопасти на радиусе выхода из рабочего колеса. Окружная скорость связана с напором центробежного малорасходного насоса следующим соотношением [61]:

$$H = \frac{U_2 \cdot y \cdot \eta_{\Gamma}}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{\text{л}2}} \right), \quad (2.2)$$

где g – ускорение свободного падения, y – поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, η_{Γ} – гидравлическое КПД. Поправочный коэффициент y , учитывающий конечное число лопастей, вычисляется [26]:

$$y = 1 - \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_{\text{л}2} \quad (2.3)$$

Так как значения угла установки лопастей на выходе и число лопастей рабочего колеса заранее неизвестны, то необходимо задаться начальным приближением этой величины. В первом приближении можно принять следующее значение этого коэффициента:

$$y^{(1)} = 0,8 \quad (2.4)$$

В первом приближении примем значение гидравлического КПД:

$$\eta_{\Gamma}^{(1)} = 0,8 \quad (2.5)$$

С учетом того, что величина подачи насоса Q для рассматриваемого класса ЭНА мала, то вторым слагаемым в формуле (2.2) можно пренебречь. Для рассматриваемого класса ЭНА доля второго слагаемого обычно не превышает 3%. Тогда формула (2.2) примет вид:

$$H = \frac{U_2^2 \cdot y \cdot \eta_r}{g} \quad (2.6)$$

Подставив формулу (2.6) в (2.1), получим:

$$R_2 = \frac{\sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_r}} \cdot 30}{\pi \cdot n} \quad (2.7)$$

Определим влияние частоты вращения вала на ресурс насоса. Для этого определим сначала величину эквивалентной радиальной силы, действующей на наиболее нагруженный подшипник. Расчетная схема радиальных и осевых сил, действующих на ротор ЭНА, представлена на рисунке 2.3:

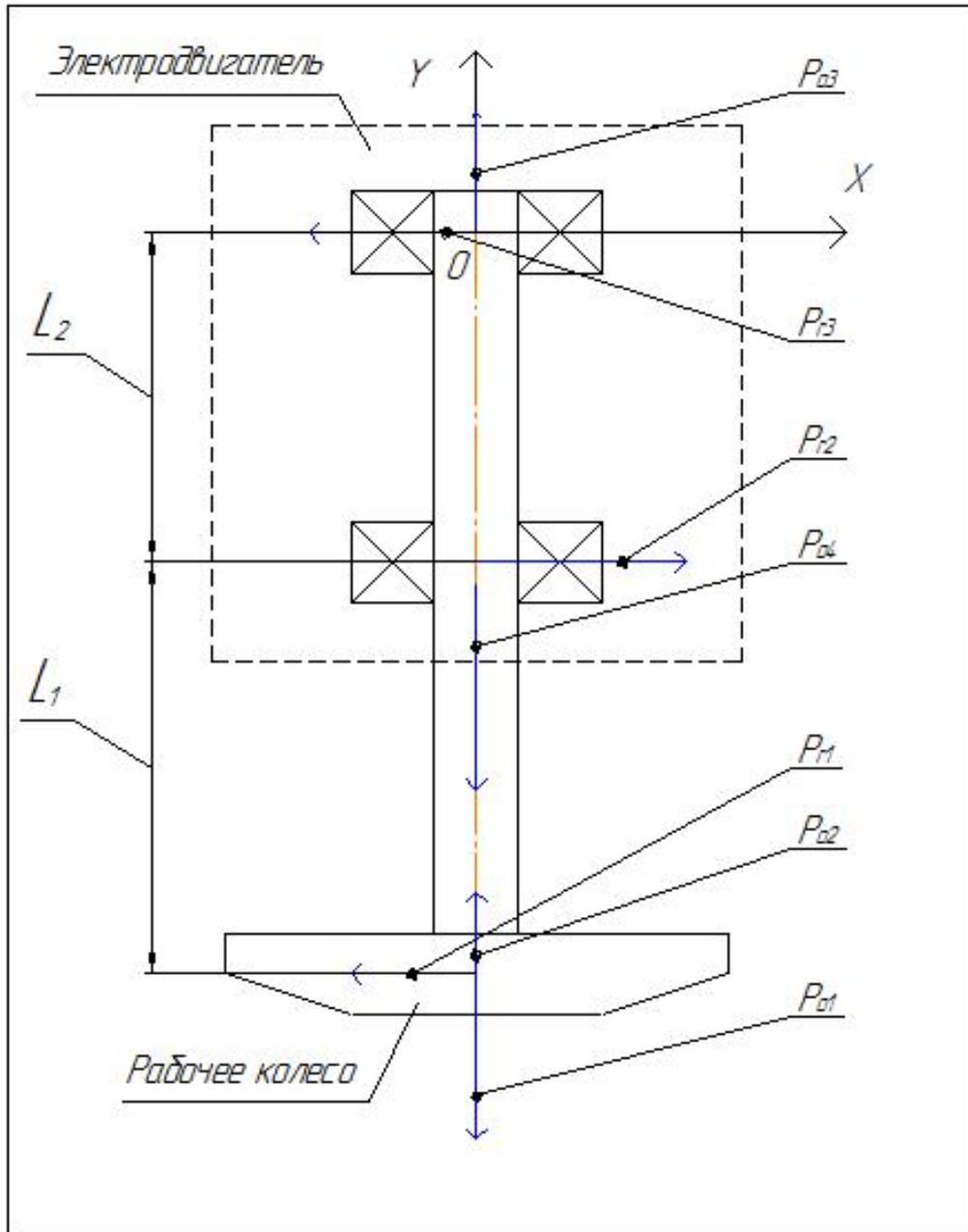


Рисунок 2.3 – Расчетная схема радиальных и осевых сил, действующих на ротор

На валу электродвигателя установлено рабочее колесо и два подшипника. Рабочее колесо создает радиальную силу P_{r1} , вследствие этого на первом подшипнике возникает радиальная реакция P_{r2} , а на втором подшипнике – радиальная реакция P_{r3} . На переднем диске рабочего колеса возникает осевая сила P_{o1} , а на тыльном диске рабочего колеса – осевая сила

P_{o1} . Также на ротор действует его вес P_{o4} . Схема установки подшипников такова, что суммарная осевая сила от рабочего колеса и веса ротора компенсируется осевой реакцией во втором подшипнике P_{o3} .

Из уравнений условия равновесия (сумма действующих моментов и сил на конструкцию равна нулю $M_o = 0, \sum_i P_i = 0$) получаем следующую систему

уравнений:

$$\begin{cases} P_{r1} \cdot (L_2 + L_1) = P_{r2} \cdot L_2 & (2.8) \\ P_{r1} + P_{r3} = P_{r2} & (2.9) \\ P_{o4} + P_{o1} - P_{o2} = P_{o3} & (2.10) \end{cases}$$

Откуда получаем

$$\begin{cases} P_{r2} = P_{r1} \cdot \frac{(L_2 + L_1)}{L_2} & (2.11) \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{r3} = P_{r1} \cdot \frac{L_1}{L_2} & (2.12) \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{o3} = P_{o4} + P_{o1} - P_{o2}, & (2.13) \end{cases}$$

где L_2 — расстояние между подшипниками, L_1 — расстояние между передним подшипником и рабочим колесом (см. рисунок 2.3). Эти величины нам известны из конструкции электродвигателя.

Динамические и статические реакции в подшипниках не вошли в систему уравнений (2.11)-(2.13) в силу их малости для данного насоса, при этом устранение их из этой системы позволяет существенно упростить получаемую математическую модель. Для того чтобы оценить их вклад

величину статической и динамической реакции можно сравнить, например, с весом ротора, который будет подсчитан ниже.

Таким образом, для определения силреакций в опорах подшипников необходимо определить вес ротора и зависимость осевых и радиальных сил от частоты вращения вала. Вес ротора равен:

$$P_{o4} = M_p \cdot g, \quad (2.14)$$

где M_p – масса ротора.

Суммарная осевая сила, создаваемая рабочим колесом, как следует из [61] равна:

$$P_{o1} - P_{o2} = \pi \rho g (R_y^2 - r_{вт}^2) H - \frac{\pi^3 \cdot \rho \cdot n^2}{8 \cdot 30^2} (R_y^2 - r_{вт}^2) [R_2^2 - 0,5 \cdot (R_y^2 - r_{вт}^2)], \quad (2.15)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости, $r_{вт}$ – радиус втулки, R_y – радиус щелевого уплотнения. В нашем случае конструкция рабочего колеса такова, что $r_{вт}=0, R_y \approx R_l$. Как будет показано ниже, оптимальное значение R_l будет равно:

$$R_1 = 1,125 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 30}{\pi^2 \cdot n}} \quad (2.16)$$

Таким образом, формула (2.15) примет вид:

$$P_{o1} - P_{o2} = \pi \rho g R_1^2 H - \frac{\pi^3 \cdot \rho \cdot n^2}{8 \cdot 30^2} R_1^2 [R_2^2 - 0,5 \cdot R_1^2] \quad (2.17)$$

Радиальная сила, для спиральных отводов, как следует из [61] равна:

$$P_{r1} = 0,4 \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right) \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (2.18)$$

где $Q_{\text{опт}}$ – оптимальная подача насоса.

Как будет показано ниже, оптимальное значение ширины рабочего колеса на выходе равно:

$$b_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot 0,044 \cdot \left(\frac{Q}{n} \right)^{\frac{2}{3}}}{\sqrt{\frac{H \cdot g}{\gamma \cdot \eta_r}}} \quad (2.19)$$

Таким образом, в наихудшем случае величина радиальной силы определяется:

$$P_{r1} = 0,4 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot 2 \cdot R_2 \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot 0,044 \cdot \left(\frac{Q}{n} \right)^{\frac{2}{3}}}{\sqrt{\frac{H \cdot g}{\gamma \cdot \eta_r}}} \quad (2.20)$$

Полученное значение P_{r1} соответствует нулевой подаче насоса.

Подставив формулы (2.14), (2.15) и (2.20) в систему уравнений (2.11) – (2.13), получаем значения реакций в подшипниках ротора. После вычисления значений осевых и радиальных силреакций в опорах обоих подшипников определим радиальные силы, эквивалентные полученным

силам реакции. Наихудшая ситуация будет наблюдаться во втором подшипнике, т.к. на него действует одновременно и радиальная, и осевая силы. Согласно [13] эквивалентная радиальная сила определяется как:

$$P_{r\text{экв}} = (V \cdot X \cdot P_{r3} + Y \cdot P_{o3}) \cdot K_{\phi} \cdot K_T, \quad (2.21)$$

где V, X, K_{ϕ} и K_T – коэффициенты, зависящие от различных условий, Y – функциональная зависимость, характеризующая долю осевых сил в эквивалентной радиальной силе (см. ниже).

Примем указанные коэффициенты в соответствии с [13] согласно заданным условиям работы равными следующим значениям: $V=1$; $K_T=1$; $K_{\phi}=1,2$; $X=0,56$. Функция Y вычисляется по формуле [13]:

$$Y = \frac{0,44}{e}, \quad (2.22)$$

где коэффициент e равен [13]:

$$e = 0,28 \cdot \left(\frac{f_0 \cdot P_{o3}}{C_{or}} \right)^{0,23}, \quad (2.23)$$

где $f_0=15$, (определяется в зависимости от конструктивных параметров подшипника [13]), C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипника.

Определим далее величину ресурса этого подшипника при различных режимах работы насоса.

Расчетный ресурс подшипника определяется по формуле [13]:

$$T = a_{a1} \cdot a_{a23} \cdot \left(\frac{C}{P_{r\text{ЭКВ}}} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (2.24)$$

где a_{a1}, a_{a23} – коэффициенты, зависящие от особых условий работы подшипника и вероятности безотказной работы.

Коэффициент k в формуле (2.24) зависит от типа подшипника. В данном случае это шариковый подшипник и коэффициент $k=3$.

Подставив (2.11) – (2.23) в (2.24), получим зависимость ресурса от частоты

$$T = 0,7 \cdot \left(\frac{C}{\left(0,56 \cdot P_{r3}(n) + \frac{0,44}{e(n)} \cdot P_{o3}(n) \right) \cdot 1,2} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.25)$$

Таким образом, есть все необходимое для получения компромиссной кривой ресурс $T=T(R_2)$. Представим радиальный габарит в форме $x = \frac{1}{R_2}$.

Для построения компромиссной кривой $T=T(x)$ были использованы конструктивные параметры экспериментального насоса.

Рассматриваемый насос имеет следующие номинальные характеристики при эксплуатации его в расчетной точке: напор $H=15$ м, подача $Q=2$ л/мин. В рассматриваемом ЭНА установлены два одинаковых подшипника (подшипник 1000083 ГОСТ 8338-75). Указанный подшипник

характеризуется величинами базовой и статической радиальными грузоподъемностями, равными $C=392$ Н и $C_0=127$ Н (согласно ГОСТ 8338-75). При этом сила тяжести ротора можно найти согласно формуле (2.14), а величина силы динамической реакции можно оценить по формуле [57]:

$$F_d \leq m_d \cdot R \cdot \omega^2 \quad (2.26)$$

где m_d – масса дисбаланса, а R – наибольшее расстояние от оси. Для оценки массы дисбаланса можно использовать величину массы металла, который заключен в поле допуска на размер вала, тогда вклад динамического дисбаланса можно оценить:

$$\delta = \frac{m_d \cdot R \cdot \omega^2}{M_p \cdot g} \quad (2.27)$$

Для рассматриваемого насоса величина δ не превышает 3%, что позволяет пренебречь влиянием динамического дисбаланса. Статический дисбаланс для данного насоса еще меньше.

Таким образом, для рассматриваемого ЭНА получаем следующую компромиссную кривую:

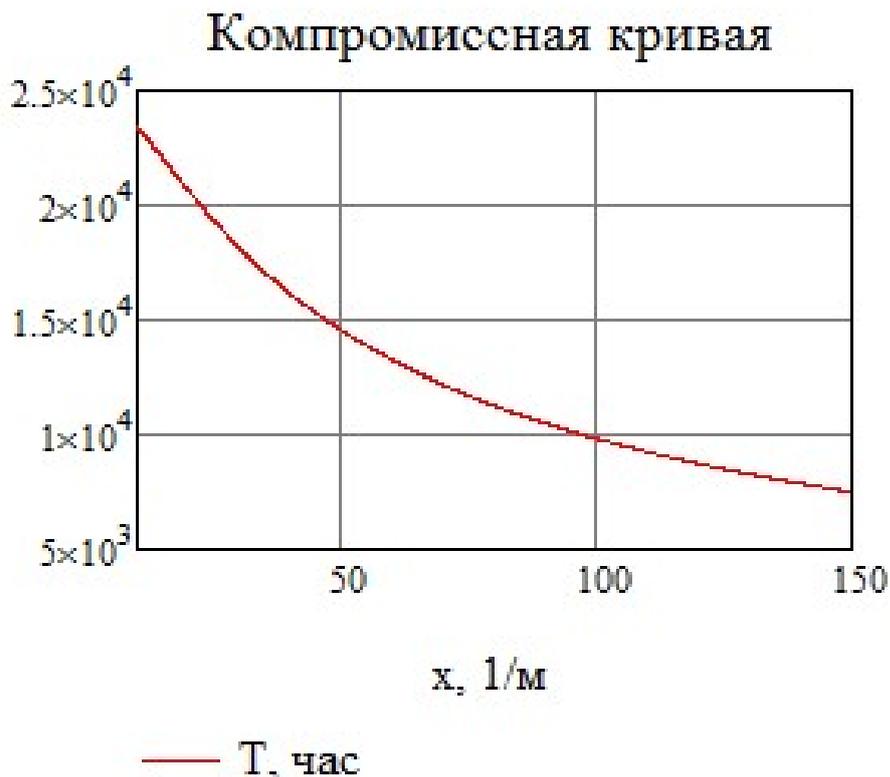


Рисунок 2.4 – Компромиссная кривая ресурс – радиальный габарит

Выбирая точку x_{opt} на этой кривой определяем соответствующую ей величину частоты вращения ротора из формулы (2.7):

$$n_{opt} = \frac{\sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_r}} \cdot 30 \cdot x_{opt}}{\pi} \quad (2.28)$$

Таким образом, полученная методика позволяет определить частоту вращения ротора насоса из компромисса ресурс – радиальный габарит.

ГЛАВА 3. Расчет оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами

3.1 Определение основных конструктивных параметров рабочего колеса в первом приближении

После того как расчет ротора в обоих случаях – в случае с гидроподшипниками или с шарикоподшипниками закончен можно перейти к расчету проточной части насоса, а именно к расчету полуоткрытых колес.

В виду того, что учет всех действующих факторов весьма сложная задача данный расчет предлагается делать в несколько приближений. Однако, для предлагаемого ниже метода расчета необходимо начальное приближение. Для этого была специально разработана методика определения основных конструктивных параметров в первом приближении. В этой методике сделаны следующие допущения – величиной потерь на входе в рабочее колесо, потерями в отводе и перетечками в осевом зазоре пренебрегаем.

Рассмотрим предлагаемую методику. Для этого последовательно найдем следующие конструктивные параметры: диаметр входа и выхода из рабочего колеса, ширину на входе и на выходе из рабочего колеса, число лопаток и углы установки лопасти на входе и на выходе.

Величину диаметра входа в рабочее колесо D_1 выберем из условия минимизации потерь энергии на входе в рабочее колесо. Как известно из [53], потери напора пропорциональны квадрату относительной скорости рабочей жидкости:

$$E = \xi \cdot W_1^2, \quad (3.1)$$

где ξ – некоторый коэффициент, W_1 – относительная скорость рабочей жидкости на входе.

Относительная скорость рабочей жидкости складывается из окружной скорости U_1 и из радиальной скорости V_{r1} .

Так как в рассматриваемом насосе отсутствует начальная закрутка потока, то эти составляющие скорости направлены перпендикулярно друг к другу (см. рисунок 3.1).

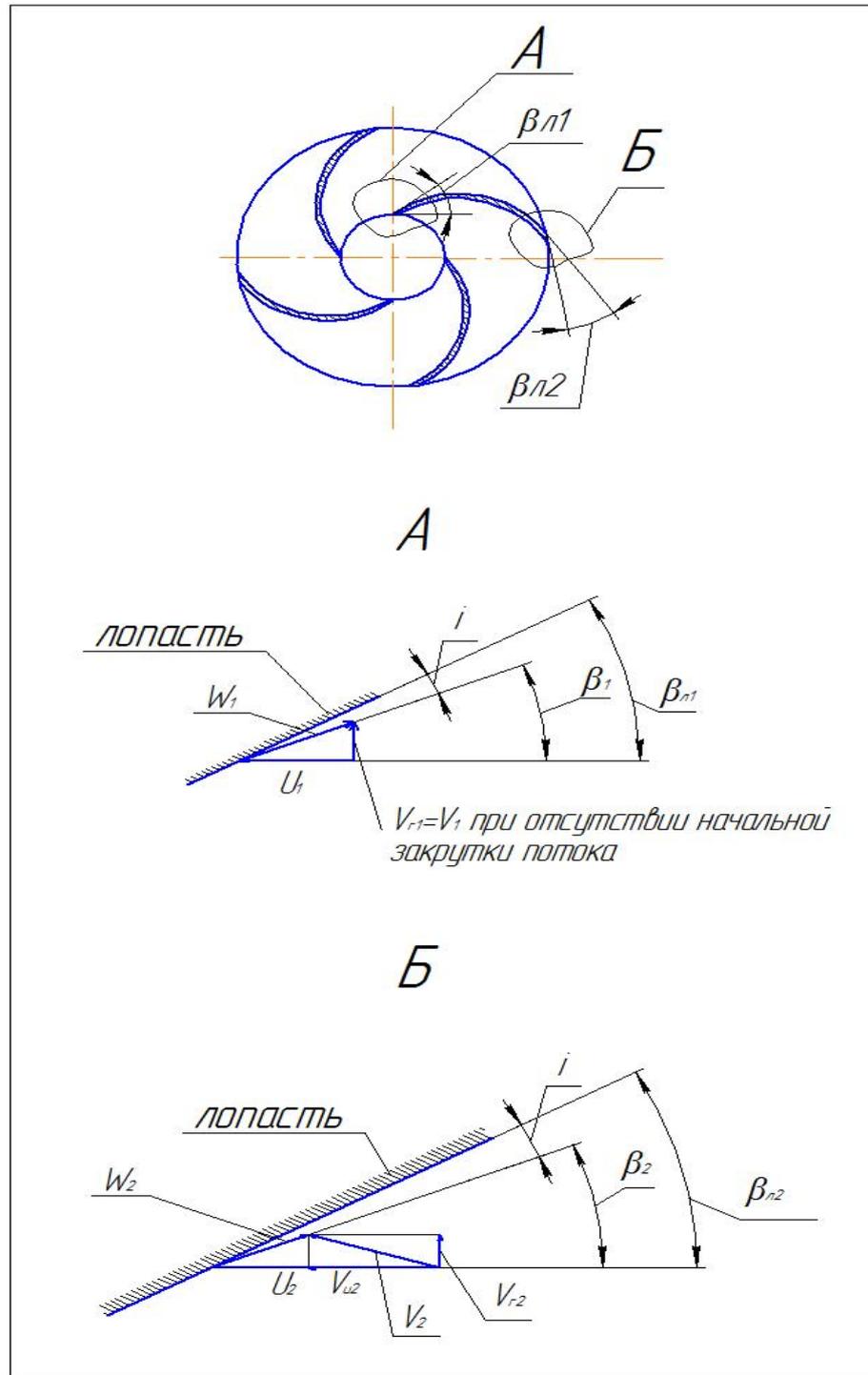


Рисунок 3.1– Планы скоростей на входе и на выходе рабочего колеса

На рисунке 3.1 обозначено i – угол атаки жидкости по отношению лопатки рабочего колеса на входе и на выходе из него, V_{u2} – проекция абсолютной скорости на выходе на направление окружной скорости, β_1 , β_2 –

углы относительного течения жидкости. Остальные величины, представленные на рисунке 3.1, описаны выше.

Определим минимум величины $f(D_1)=W_1^2$. Так как составляющие суммарной скорости направлены перпендикулярно друг другу, то:

$$f(D_1) = W_1^2 = U_1^2 + V_{r1}^2 \quad (3.2)$$

Выразим U_1 и V_{r1} через D_1 и подставим в формулу (3.2):

$$f(D_1) = \frac{(\pi \cdot n \cdot D_1)^2}{3600} + \left(\frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \quad (3.3)$$

Вычислим производную функции $f(D_1)$:

$$f'(D_1) = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D_1}{1800} - \frac{Q^2 \cdot 64}{\pi^2 \cdot D_1^5}$$

Найдем экстремум функции $f(D_1)$:

$$\frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D_1}{1800} - \frac{Q^2 \cdot 64}{\pi^2 \cdot D_1^5} = 0$$

Откуда получаем:

$$D_1^{\text{опт}} = 2,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 30}{\pi^2 \cdot n}} \quad (3.4)$$

Осевая скорость жидкости в подводе равна:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_1^2} \quad (3.5)$$

С учетом безударного входа рабочей жидкости на лопасть получаем следующее соотношение между осевой скоростью в подводе и радиальной скоростью на входе в рабочее колесо:

$$V_0 \approx V_{r1} \quad (3.6)$$

Из рисунка 3.1 видно, что:

$$\tan(\beta_1) = \frac{V_{1r}}{U_1} \quad (3.7)$$

С учетом угла атаки рабочей жидкости по отношению к лопатке рабочего колеса и формул (3.5) – (3.7) получаем следующее соотношение для угла установки лопасти на входе:

$$\beta_{л1} = i + \arctg \left(\frac{60 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right), \quad (3.8)$$

где $i \approx 2 \dots 4^\circ$. Ширина рабочего колеса на входе определяется из уравнения неразрывности потока:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1}} \quad (3.9)$$

С учетом формул (3.5) и (3.6) получаем:

$$b_1 = \frac{D_1}{4} \quad (3.10)$$

Внешний диаметр рабочего колеса равен:

$$D_2 = \frac{2}{x_{\text{опт}}}, \quad (3.11)$$

где $x_{\text{опт}}$ – величина, выбранная по рисунку 2.4 (в нашем конкретном случае $x_{\text{опт}}=100$). Из литературы [61] следует рекомендация по выбору ширины лопасти на выходе:

$$b_2 = b_1 \cdot \frac{D_1}{D_2} \quad (3.12)$$

Следует отметить, что если b_2 полученная по формуле (3.12) оказывается слишком мала, то применяется формула:

$$b_2 = b_1 \quad (3.13)$$

Из уравнения неразрывности потока определяем радиальную скорость на выходе:

$$V_{r2} = \frac{Q}{\pi \cdot b_2 \cdot D_2} \quad (3.14)$$

Для определения угла установки лопасти на выходе $\beta_{л2}$ введем степень реактивности:

$$J = \frac{H_{\text{ст}}}{H_{\text{т}}}, \quad (3.15)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор, $H_{\text{т}}$ – теоретический напор. После преобразований, приведенных в [61], степень реактивности:

$$J = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{V_{r2}}{U_2} \cdot ctg(\beta_2) \right) \quad (3.16)$$

Для нахождения угла установки лопасти на выходе $\beta_{л2}$ найдем оптимальное значение степени реактивности. Полезная мощность насоса пропорциональна произведению напора центробежного насоса на расход рабочей жидкости.

Таким образом, оптимальное значение степени реактивности должно соответствовать максимуму их произведения. Расход насоса пропорционален величине $\sqrt{1-J}$, так как $1-J$ пропорционален кинетической энергии, а корень из нее – скорости жидкости. Тогда, получаем следующую функцию:

$$f(J) = J \cdot \sqrt{1-J} \sim N_{\text{пол}} \quad (3.17)$$

Найдем максимум этой величины:

$$f'(J) = \sqrt{1-J} - \frac{J}{2 \cdot \sqrt{1-J}} \quad (3.18)$$

Отсюда получаем:

$$J_{\text{опт}} = \frac{2}{3} \quad (3.19)$$

Из формул (3.16) и (3.19) угол установки лопасти на выходе равен:

$$\beta_{л2} = i + arctg \left(\frac{180 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n} \right) \quad (3.20)$$

где i – угол атаки, $i \approx 2 \dots 4^\circ$. [26]

Далее определим оптимальное число лопастей. Для этого запишем выражение для теоретического напора с учетом поправки на конечное число лопастей z и коэффициента стеснения ψ :

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot y \cdot \omega - \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi \cdot \operatorname{tg}(\beta_{л2})} \right), \quad (3.21)$$

где ω – угловая частота вращения, y – поправочный коэффициент на конечное число лопастей.

Из [30] поправочный коэффициент на конечное число лопастей:

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z} \quad (3.22)$$

Из [30] коэффициент стеснения:

$$\psi = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}, \quad (3.23)$$

где δ – толщина стенки лопасти на выходе.

Подставив формулы (3.23) и (3.22) в (3.21) и выполнив необходимые преобразования, получим:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z} \right) \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)} \right) \quad (3.24)$$

Для определения оптимального значения числа лопастей вычислим производную $H_T(z)$:

$$\frac{dH_T}{dz} = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right) \quad (3.25)$$

Приравняем $\frac{dH_T}{dz}$ к нулю для нахождения экстремума:

$$\frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right) = 0 \quad (3.26)$$

Преобразуем (3.26) к виду:

$$(\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2} - z \cdot \delta)^2 \cdot \frac{R_2 \cdot \pi \cdot \tan \beta_{л2} \cdot \omega \cdot b_2}{Q \cdot \delta} = z^2 \quad (3.27)$$

Введем обозначения $A = \pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2}$, $B = \frac{R_2 \cdot \pi \cdot \tan \beta_{л2} \cdot \omega \cdot b_2}{Q \cdot \delta}$,

Тогда получаем такое уравнение

$$z^2 \cdot (1 - B \cdot \delta^2) + z \cdot (B \cdot 2 \cdot \delta \cdot A) - B \cdot A^2 = 0 \quad (3.28)$$

Возможны три случая.

Если $1 - B \cdot \delta^2 > 0$, то уравнение (3.27) имеет два корня:

$$z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{\pm 1 + \delta \cdot \sqrt{B}} \quad (3.29)$$

При этом корень $z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{1 + \delta \cdot \sqrt{B}}$ будет максимумом, а корень

$z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{B}}$ – минимумом.

Если $1 - B \cdot \delta^2 < 0$ то уравнение (3.28) имеет два корня:

$$z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{\mp 1 + \delta \cdot \sqrt{B}} \quad (3.30)$$

При этом корень $z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{1 + \delta \cdot \sqrt{B}}$ будет минимумом, а корень $z = \frac{A \cdot \sqrt{B}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{B}}$

максимумом.

Если $1 - B \cdot \delta^2 = 0$ то уравнение (3.28) имеет один корень:

$$z = \frac{A}{\delta \cdot 2} \quad (3.31)$$

При этом этот корень всегда будет максимумом.

Таким образом, оптимальное число лопастей будет вычисляться по формуле:

$$Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases} \quad (3.32)$$

Таким образом, зная значения напора, расхода, и частоты вращения вала насоса упрощенный расчет основных конструктивных параметров центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами с относительно маленьким осевым зазором или с закрытым колесом сводится к такому алгоритму:

$$1) D_1^{\text{опт}} = 2,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 30}{\pi^2 \cdot n}}$$

$$2) b_1 = \frac{D_1}{4}$$

$$3) D_2 = \frac{60 \cdot \sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_r}}}{\pi \cdot n}$$

4) $b_2 = b_1 \cdot \frac{D_1}{D_2}$, если значение b_2 оказывается мало, то $b_2 = b_1$

$$5) \beta_{л1} = i + \arctg \left(\frac{60 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right)$$

$$6) \beta_{л2} = i + \arctg \left(\frac{180 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n} \right)$$

$$7) Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases}$$

3.2 Расчет отводящих устройств

При расчете малорасходного центробежного насоса со спиральным отводом воспользуемся формулой из литературы [61]

$$V_3 = 0,7 \cdot V_2, \quad (3.33)$$

где V_2 – скорость рабочей жидкости на выходе из рабочего колеса, V_3 – скорость рабочей жидкости на выходе из спирального отвода.

Тогда площадь отвода на выходе вычисляется по формуле:

$$S_3 = \frac{Q}{V_3} \quad (3.34)$$

При расчете малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом из напора, вычисляемого по формуле (3.24) нужно вычесть потери, вычисленные по формуле Карно [61]:

$$h_k = \frac{(V_2 - V_3)^2}{2 \cdot g} \quad (3.35)$$

После математических преобразований получаем поправочный коэффициент к формуле (3.24):

$$k_{\text{кол}} = 1 - \left(\frac{D_2}{D_3}\right)^2 \quad (3.36)$$

После определения основных конструктивных параметров в первом приближении можно перейти к разработке методики уточненного расчета.

3.3 Уточненный расчет оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами

В уточненном расчете основных конструктивных параметров дополнительно учтены такие явления, как утечки в переднем осевом зазоре, потери напора на входе в рабочее колесо, а также в отводе.

Уточненный расчет малорасходного центробежного насоса следует начинать с прогнозной напорной характеристики.

Построение прогнозной напорной характеристики широко описано в литературе [41], [7], [59], [26], [30], [61].

Для построения прогнозной характеристики воспользуемся формулой [61]:

$$H_T(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y, \quad (3.37)$$

где y – поправка на конечное число лопастей, вычисляемая по формуле (3.22), ψ – поправка на стеснение потока, вычисляемая по формуле (3.23).

Отличительной особенностью прогнозной характеристики малорасходных центробежных насосов является малое влияние потерь на трение и вихреобразование, так как эти потери пропорциональны квадрату расхода, который в нашем случае мал.

Предполагается, что в области малых величин подачи напорная характеристика линейна, так как потерями напора на трение и вихреобразование можно пренебречь.

С целью проверки этой гипотезы была разработана 3D-модель малорасходного центробежного насоса и осуществлен расчет ряда точек напорной характеристики этого насоса численными методами с помощью пакета программ STAR-CCM+. Результаты этого расчета представлены в таблице 3.1:

Таблица 3.1 – Расчетные точки напорной характеристики экспериментального малорасходного центробежного насоса

№	H, м	Q, л/мин
1	5,1	0
2	5,02	0,25
3	4,94	0,5
4	4,8	1
5	4,75	1,5
6	4,66	1,75
7	4,59	2

Таким образом, мы получаем следующую расчетную напорную характеристику малорасходного центробежного насоса:

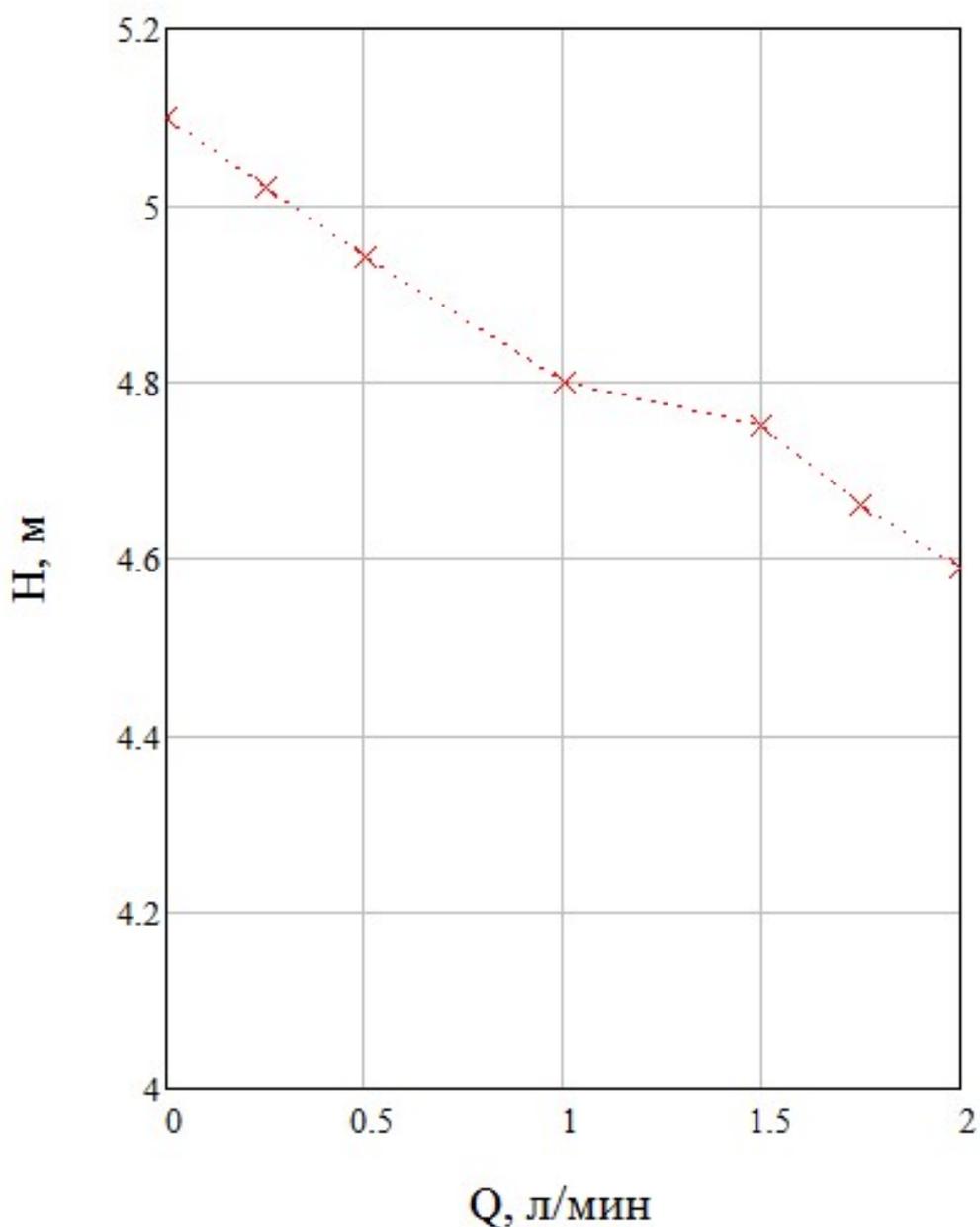


Рисунок 3.2— Расчетная напорная характеристика малорасходного центробежного насоса

Из рисунка 3.2 видно, что характеристики малорасходного центробежного насоса приблизительно линейны, что довольно хорошо согласуется с практикой. Однако, представляется интересным проверить насколько линейна его характеристика. Для этого воспользуемся методом

наименьших квадратов. Мы будем осуществлять аппроксимацию расчетной напорной характеристики следующей функцией:

$$y = a + b \cdot x \quad (3.38)$$

Как известно [29] в случае функции вида (3.38) метод наименьших квадратов для нахождения коэффициентов a и b дает следующие формулы:

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i - \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{n}}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i^2}{n} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n}\right)^2} \quad (3.39)$$

$$a = \sum_{i=1}^n \frac{y_i}{n} - b \cdot \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{n}, \quad (3.40)$$

где x_i – i -е (текущее) значение расхода в таблице 3.1, y_i – i -е (текущее) значение напора в таблице 3.1, n – число точек, в нашем случае $n=7$. Подставив значения таблицы 3.1 в систему уравнений (3.39) – (3.40), для нашего конкретного случая получаем:

$$\begin{cases} b = -0,241 \text{ (м} \cdot \text{мин)}/\text{л} \\ a = 5,079 \text{ м} \end{cases}$$

Подставляем коэффициенты a и b в формулу (3.38) и получаем следующую аппроксимационную функцию:

$$H(Q) = 5,079 - 0,241 \cdot Q \quad (3.41)$$

Таким образом, получаем следующие напорные характеристики (расчетная показана точками, аппроксимационная – линией):

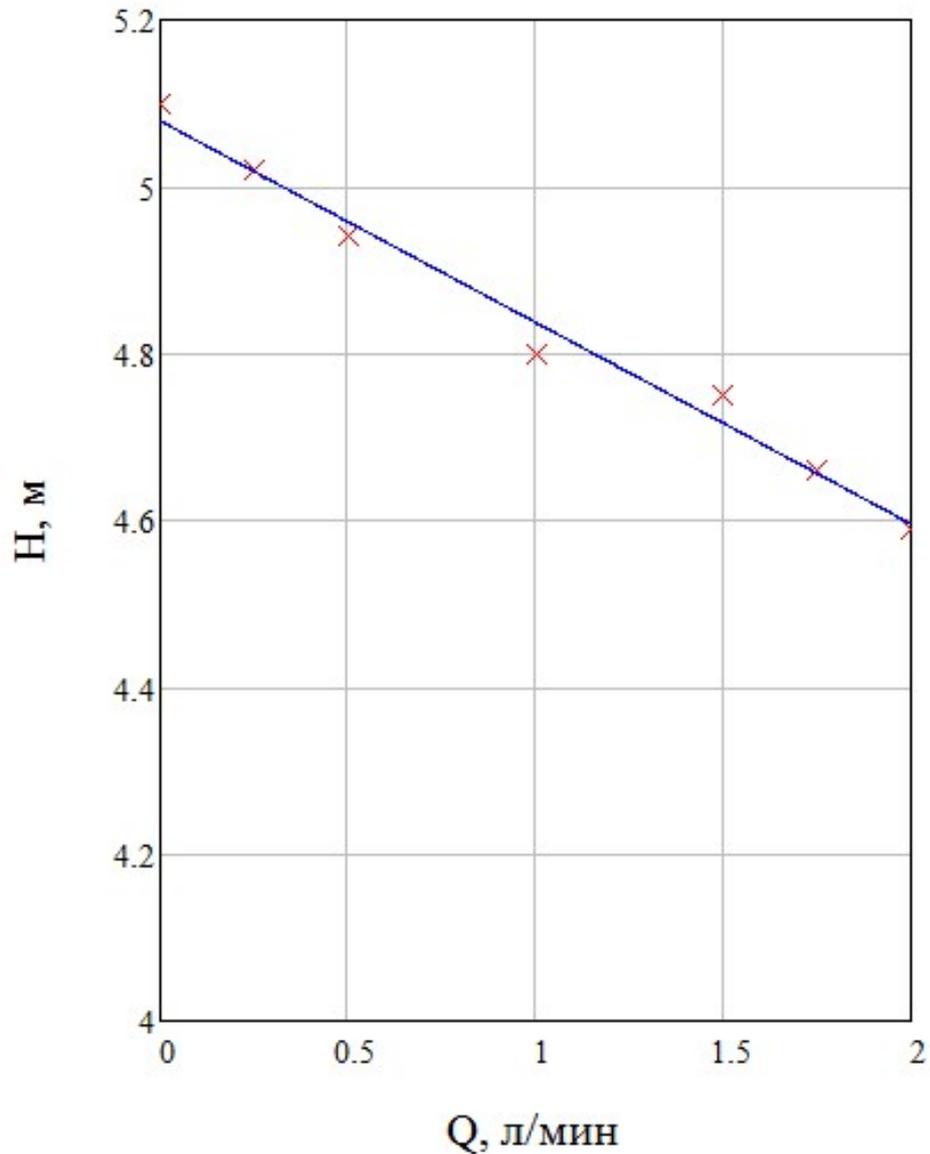


Рисунок 3.3– Расчетная напорная характеристика малорасходного центробежного насоса

Из рисунка 3.3 видно, что максимальное расхождение между аппроксимационной кривой и расчетными точками наблюдается в точке (4,8 м; 1 л/мин) и составляет 0,037 м. Определим максимальную погрешность этого расхождения:

$$\sigma = \frac{4,837 - 4,8}{4,837} = 0,76 \% \quad (3.42)$$

Таким образом, можно сделать вывод о том, что в области малых величин подачи напорная характеристика малорасходного центробежного насоса линейна с точностью менее 1%.

Другой важной особенностью нашего случая является относительно большие утечки в осевой зазор между корпусом и открытой частью рабочего колеса.

Проведенные в ходе работ над данной диссертацией эксперименты, позволяют предположить, что эти утечки влияют на ряд параметров и требуют введения определенных поправок в формулы, полученные во второй главе.

Для оценки величины утечек предлагается использовать следующую формулу:

$$Q_y = \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_o}, \quad (3.43)$$

где a – осевой зазор, μ - коэффициент расхода, H_o – некоторый перепад давлений под которым жидкость стремится перетечь по осевому зазору и поступить на вход в рабочее колесо.

В ходе работы над математической моделью малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами была сделана гипотеза о том, что этот перепад давлений H_o приблизительно равен напору, создаваемому насосом при закрытой задвижке и он слабо изменяется в ходе работы насоса при различных режимах.

Эта гипотеза была подтверждена хорошим сходством расчетной напорной характеристики с экспериментальной, что описано ниже.

Также существенно влияние потерь на входе, которые пропорциональны квадрату величины скорости жидкости, поступающей на вход в рабочее колесо:

$$h_{\text{вх}} = \xi \cdot \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \quad (3.44)$$

Таким образом, напорная характеристика примет вид:

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \quad (3.45)$$

Значение коэффициентов μ и ξ будет найдено опытным путем в главе 4.

Чтобы построить напорную характеристику необходимо сначала определить значение H_0 – напора, создаваемого насосом при закрытой задвижке.

Эту величину будем искать по формуле

$$H_0 = H \cdot k_{\text{опт}} \quad (3.46)$$

Коэффициент $k_{\text{опт}}$ в наибольшей степени влияет на значение КПД насоса и поэтому будем искать его значение исходя из максимума КПД.

КПД насоса вычисляется по формуле:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{U \cdot I}, \quad (3.47)$$

где U – напряжение на обмотках электродвигателя постоянного тока, используемого в качестве привода вала центробежного насоса, I – ток на обмотках электродвигателя.

Как показывают эксперименты в главе 4 произведение $U \cdot I$ в большинстве случаев примерно постоянно, следовательно, максимум КПД будет тогда, когда максимально произведение $H \cdot Q$. Как было отмечено выше влияние потерь на трение и вихреобразование в малорасходном центробежном насосе пренебрежимо мало, что позволяет сказать, что напорная характеристика представляет собой функцию вида:

$$H(Q) = H_0 - K_q \cdot Q \quad (3.48)$$

Таким образом, полезная мощность малорасходного центробежного насоса равна следующему произведению:

$$N_{\text{пол}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot (H_0 - K_q \cdot Q) \quad (3.49)$$

Найдем максимум этого произведения:

$$\frac{d}{dQ} N_{\text{пол}} = \rho \cdot g \cdot (H_0 - 2 \cdot K_q \cdot Q) \quad (3.50)$$

Откуда получаем:

$$Q_{\text{опт}} = \frac{H_0}{2 \cdot K_q} \quad (3.51)$$

Подставляем формулу (3.51) в (3.48) и получаем:

$$H_0 = 2 \cdot H, \quad (78)$$

где под H понимается требуемый (исходный) напор насоса.

После нахождения H_0 его значение подставляется в формулу (3.45) и получается итоговая прогнозная характеристика малорасходного центробежного насоса.

Получение прогнозной напорной характеристики представлено на рисунке 3.4:

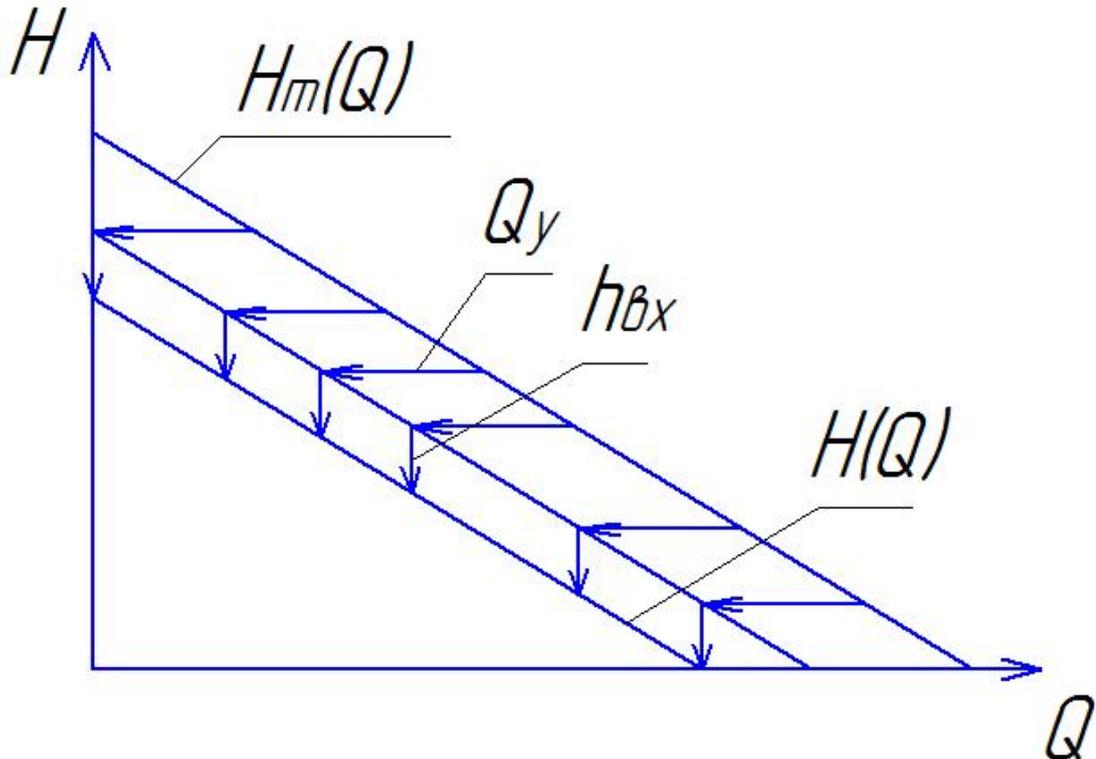


Рисунок 3.4– Построение прогнозной напорной характеристики малорасходного центробежного насоса

Следует отметить, что в случае применения кольцевого отвода формула (3.45) из-за поправки (3.36) примет вид:

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right) - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \quad (3.53)$$

Получение прогнозной напорной характеристики малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом представлено на рисунке 3.5:

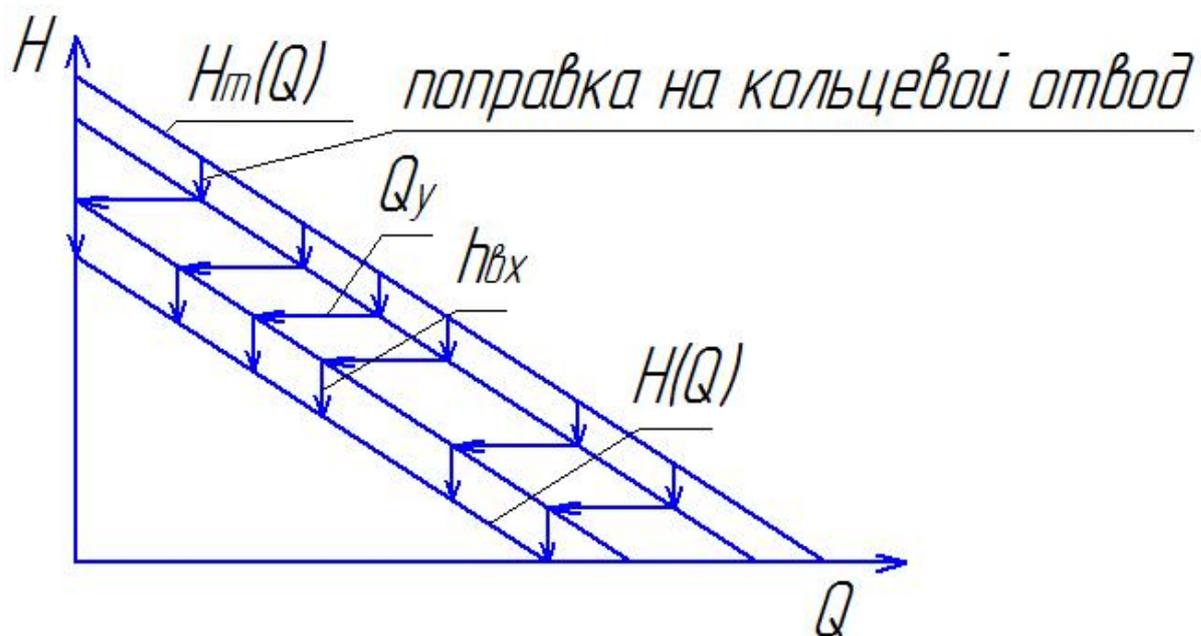


Рисунок 3.5– Построение прогнозной напорной характеристики малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом

После получения прогнозной напорной характеристики можно перейти непосредственно к уточненному расчету основных конструктивных параметров.

Исходными данными для уточненного расчета являются значения потребного напора H , расхода Q , и частоты вращения вала центробежного насоса n , а также значение конструктивных параметров полученных в качестве первого приближения по формулам, полученным выше:

$$1) D_1^{\text{опт}} = 2,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 30}{\pi^2 \cdot n}}$$

$$2) b_1 = \frac{D_1}{4}$$

$$3) D_2 = \frac{60 \cdot \sqrt{\frac{H \cdot g}{\gamma \cdot \eta_r}}}{\pi \cdot n}$$

$$4) b_2 = b_1 \cdot \frac{D_1}{D_2}, \text{ если значение } b_2 \text{ оказывается мало, то } b_2 = b_1$$

$$5) \beta_{л1} = i + \arctg \left(\frac{60 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right)$$

$$6) \beta_{л2} = i + \arctg \left(\frac{180 \cdot Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot b_2 \cdot n} \right)$$

$$7) Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{л2}}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{л2}}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{\text{л2}})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{\text{л2}})} = 0 \end{cases}$$

Для расчета также нужно задаться значением осевого зазора между корпусом и открытой частью рабочего колеса a . Исходя из литературы [40], [3], [14] это значение следует выбирать как можно более маленьким с учетом реальных технологических возможностей производителя.

Также нужно задаться величиной ε_0 допустимого отклонения напора расчетного от требуемого при требуемом расходе.

После этого уточняется значение величины y :

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{\text{л2}})}{z}$$

После этого вычисляется значение H_0 :

$$H_0 = 2 \cdot H$$

Затем нужно получить уточненную формулу для диаметра входа на рабочее колесо D_1 , так как от него зависит ряд конструктивных параметров рабочего колеса малорасходного центробежного насоса.

В наибольшей степени величина D_1 влияет на напор, создаваемый центробежным насосом.

Для нахождения максимума напора перепишем формулу (3.24) в зависимости от величины D_1 :

$$H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - \omega^2 \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{g} - \frac{U_2 \cdot 4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot D_1 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2$$

В малорасходных насосах в члене $(Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})$ величиной Q можно пренебречь, и тогда после ряда преобразований получаем такую формулу для производной $\frac{dH}{dD_1}$:

$$\frac{dH}{dD_1} = 64 \cdot \xi \cdot \frac{\mu^2 \cdot a^2 \cdot g \cdot H_0}{D_1^3} - y \cdot \frac{\omega^2 \cdot D_1}{2 \cdot g} \quad (3.54)$$

Приравниваем к нулю и находим уточненную формулу для D_1 :

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot \xi \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot g^2 \cdot H_0}{y \cdot \omega^2}} \quad (3.55)$$

В случае кольцевого отвода формула (3.55) примет вид:

$$D_1 = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot \xi \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot g^2 \cdot H_0}{y \cdot \omega^2 \cdot k_{\text{кол}}}} \quad (3.56)$$

Затем вычисляются значения ширины рабочего колеса на входе и на выходе b_1 и b_2 .

Формулы (3.10) и (3.13) сохраняют свою актуальность и в уточненном расчете, но, разумеется, в них нужно подставлять уточненное значение диаметра входа в рабочее колесо D_1 , вычисленное по формуле (3.55).

Угол установки лопастей на входе $\beta_{л1}$ вычисляется по формуле (3.8), но с поправкой на утечки в осевом зазоре:

$$\beta_{л1} = i + \arctg \left(\frac{60 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right) \quad (3.57)$$

Значения уточненных величин диаметра выхода из рабочего колеса D_2 и угла установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}$ должны быть такими, чтобы выполнялось равенство (3.52).

Таким образом, для нахождения уточненных значений D_2 и $\beta_{л2}$ нужно решить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} H_0 = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \\ \frac{H_0}{2} = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \end{cases} \quad (3.58)$$

где под Q_y понимается величина утечек, подсчитанных по формуле (3.43).

Решив систему уравнений (3.58) получаем значения D_2 и $\beta_{л2}$ во втором приближении. Теперь все готово для нахождения оптимального числа лопастей во втором приближении. Для этого воспользуемся формулой (3.32):

$$7) Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases}$$

Где под величиной Q понимается величина $Q+Q_y$.

После этого нужно установить уточненное значение поправки на конечное число лопастей по формуле (3.3):

$$y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z}$$

Затем вычисляется значение напора $H(Q)$ при расходе Q по формуле (3.45) или (3.53).

После этого осуществляется сравнение $H(Q)$ с требуемым исходным напором H по формуле (3.59):

$$\varepsilon = \left| \frac{H - H(Q)}{H} \right| \leq \varepsilon_0 \quad (3.59)$$

Если условие (3.59) не выполняется, то требуется произвести корректировку (еще одну итерацию) конструктивных параметров.

Эта корректировка осуществляется по следующему алгоритму:

В качестве исходных значений конструктивных параметров, выступают значения, полученные в ходе второй итерации и циклически повторяются вычисления по формулам:

$$1) D_1 = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot \xi \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot g^2 \cdot H_0}{y \cdot \omega^2}}$$

ИЛИ

$$1) D_1 = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot \xi \cdot \mu^2 \cdot a^2 \cdot g^2 \cdot H_0}{y \cdot \omega^2 \cdot k_{\text{кол}}}}$$

$$2) b_1 = \frac{D_1}{4}$$

$$3) b_2 = b_1$$

$$4) \beta_{л1} = i + \text{arctg} \left(\frac{60 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi^2 \cdot D_1^2 \cdot b_1 \cdot n} \right)$$

5) Затем решается система уравнений (3.35) из которой находится значения D_2 и $\beta_{л2}$.

$$\begin{cases} H_0 = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \\ \frac{H_0}{2} = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \end{cases}$$

$$6) Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, \text{ при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, \text{ при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, \text{ при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases}$$

Где под величиной Q понимается величина $Q+Q_y$.

$$7) y = 1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z}$$

$$8) H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \\ - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2$$

или

$$8) H(Q) = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y \cdot k_{кол} - \\ - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + \mu \cdot \pi \cdot D_1 \cdot a \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0})}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2$$

Затем осуществляется проверка завершения цикла по формуле:

$$9) \varepsilon = \left| \frac{H - H(Q)}{H} \right| \leq \varepsilon_0$$

Если условие (3.59) не выполняется, то пункты 1 – 9 повторяются.

Таким образом, методика расчета основных конструктивных параметров получена.

ГЛАВА 4 Описание экспериментальной установки, результаты экспериментов. Анализ результатов экспериментов

4.1 Описание экспериментальной установки

С целью проверки методики расчета малорасходных центробежных насосов, изложенных в главе 3, были проведены серии экспериментов.

Для этого был разработан экспериментальный стенд, принципиальная схема которого представлена на рисунке 4.1.

Целью испытания являлось снятие напорных характеристик насоса с различными рабочими колесами при различных частотах, а также измерение потребляемого напряжения и тока.

Принцип действия экспериментального стенда следующий: вода из бака поступает в испытуемый насос, затем в напорный трубопровод, к которому подключен манометр «1», протекает через расходомерное сопло, затем вода попадает в трубопровод, к которому подключен манометр «2», после этого она протекает через регулировочный вентиль и поступает обратно в бак.

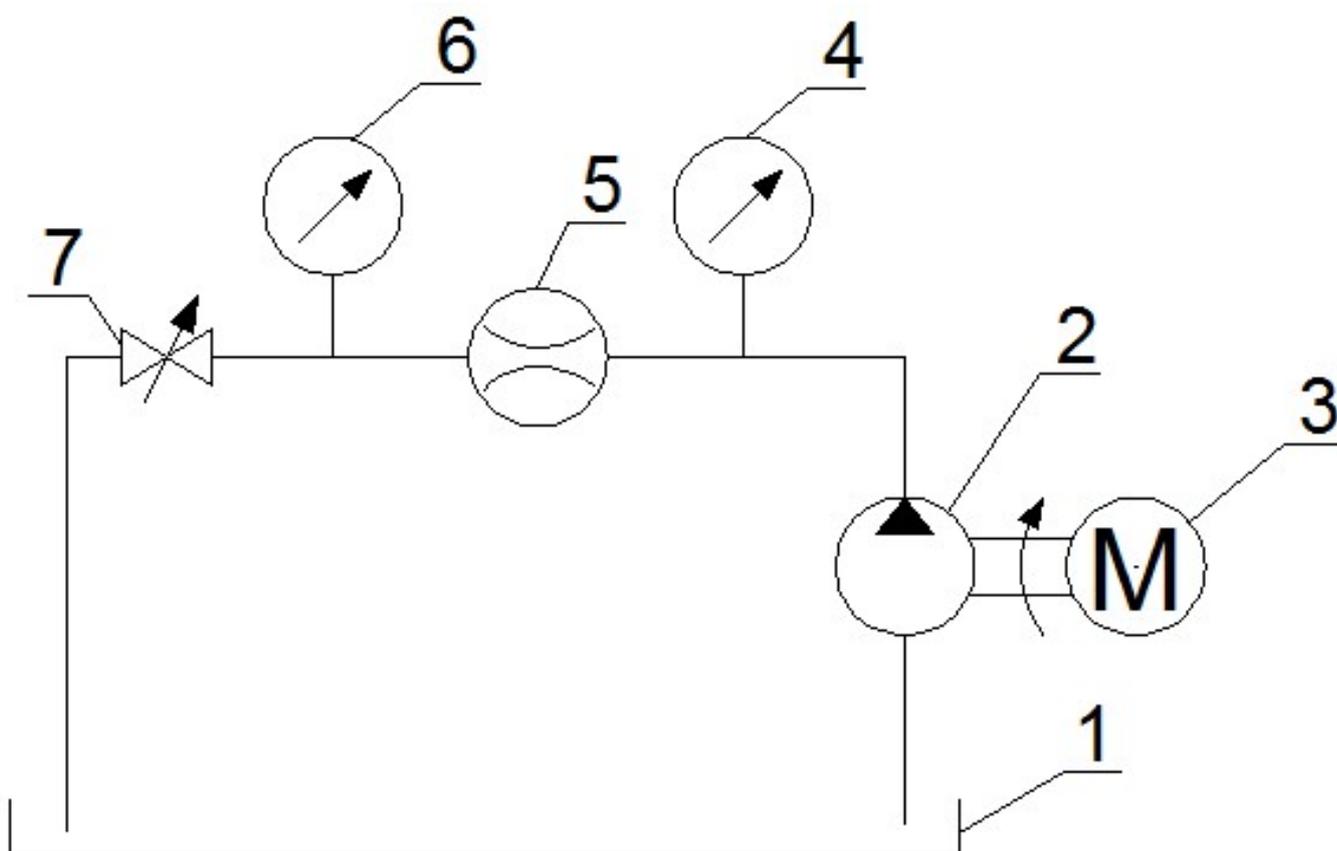


Рисунок 4.1– Принципиальная схема экспериментального стенда

На рисунке 4.1 обозначено: 1 – бак, 2 – испытуемый насос, 3 – электродвигатель постоянного тока, 4 – манометр «1», 5 – расходомерное сопло, 6 – манометр «2», 7 – регулировочный вентиль.

Для снятия напорной характеристики порядок действий следующий: регулировочный вентиль предварительно закрывают, затем на электродвигатель насоса подают напряжение, затем измеряют показания манометров «1» и «2», значения тока и напряжения на обмотках электродвигателя, после этого приоткрывают регулировочный вентиль, и повторяют измерения, и так не менее 10 раз до полного открытия вентилля. Обработка измерений осуществляется по следующему алгоритму.

Потерями в подводящей трубе мы пренебрегаем ввиду малой величины ее сопротивления, тогда напор насоса равен показаниям манометра «1». Для определения расхода вычисляется разность показаний манометров «1» и «2» и эта разность подставляется в формулу:

$$Q = k \cdot \sqrt{P_1 - P_2} , \quad (4.1)$$

где P_1 и P_2 – показания манометров «1» и «2», k – коэффициент расходомера, он определяется опытным путем из тарировки расходомера, которая была осуществлена предварительно.

Для тарировки расходомера, использовалась схема, изображенная на рисунке 4.2.

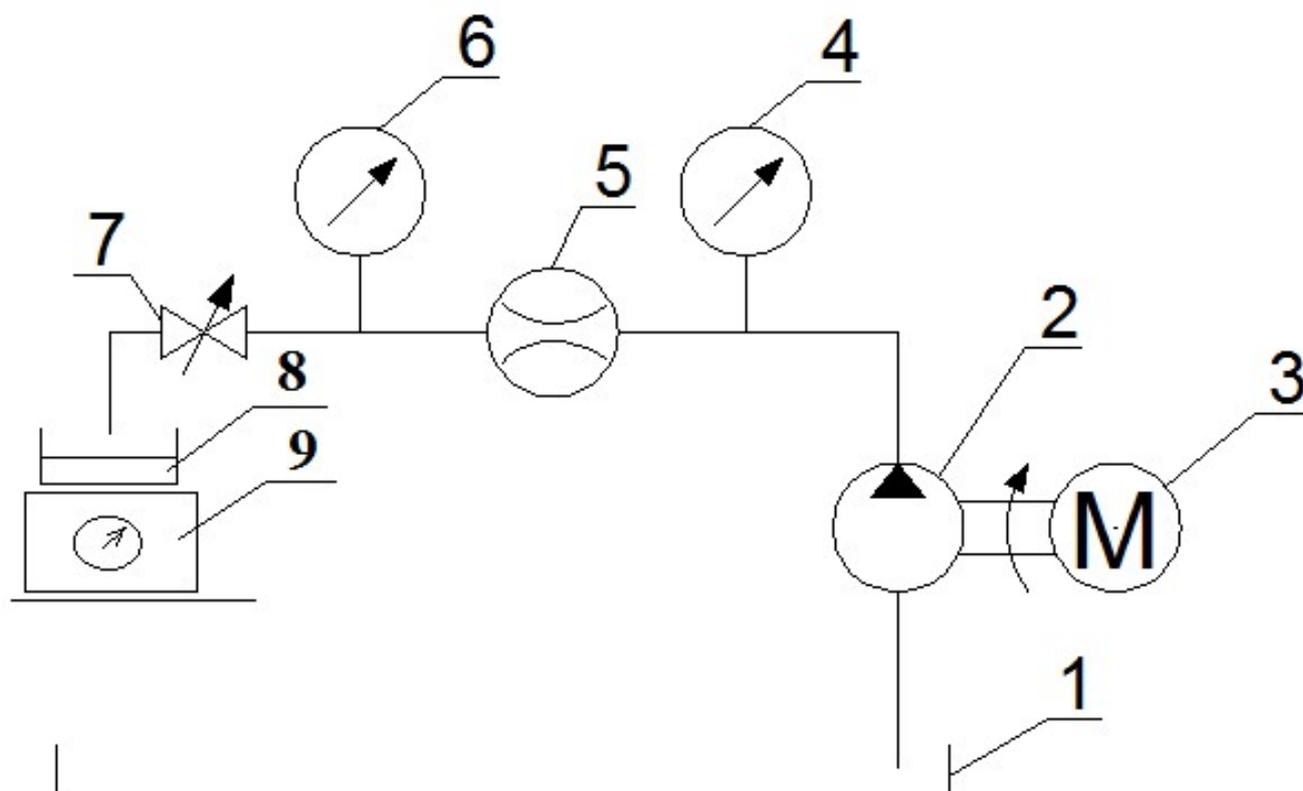


Рисунок 4.2– Принципиальная схема тарировки расходомерного сопла экспериментального стенда

На рисунке 4.2 обозначено: 1 – бак, 2 – испытуемый насос, 3 – электродвигатель постоянного тока, 4 – манометр «1», 5 – расходомерное сопло, 6 – манометр «2», 7 – регулировочный вентиль, 8 – вспомогательная тара, 9 – весы.

Порядок действий при тарировке расходомерного сопла следующий: включался насос, измерялся перепад давлений на расходомере с помощью манометров «1» и «2», использовалась вспомогательная тара, в которую вода поступала после регулировочного вентиля, засекалось время, и измерялась масса воды во вспомогательной таре с помощью весов. Была получена следующая таблица тарировки расходомера:

Таблица 4.1– Тарировка расходомера

№	P_1 , КПа	P_2 , КПа	m , кг	t , с	U , В	I , А
1	0	26	1,05	30	18,9	1,82
2	2	28	1,085	30	24,7	1,82
3	11	30	0,845	30	24,3	1,82
4	42	42	0	∞	24,2	1,85

Как известно из литературы [53], напорная характеристика расходомерного сопла представляет собой параболу(4.1). Конструкция расходомерного сопла изображена на рисунке 4.3:

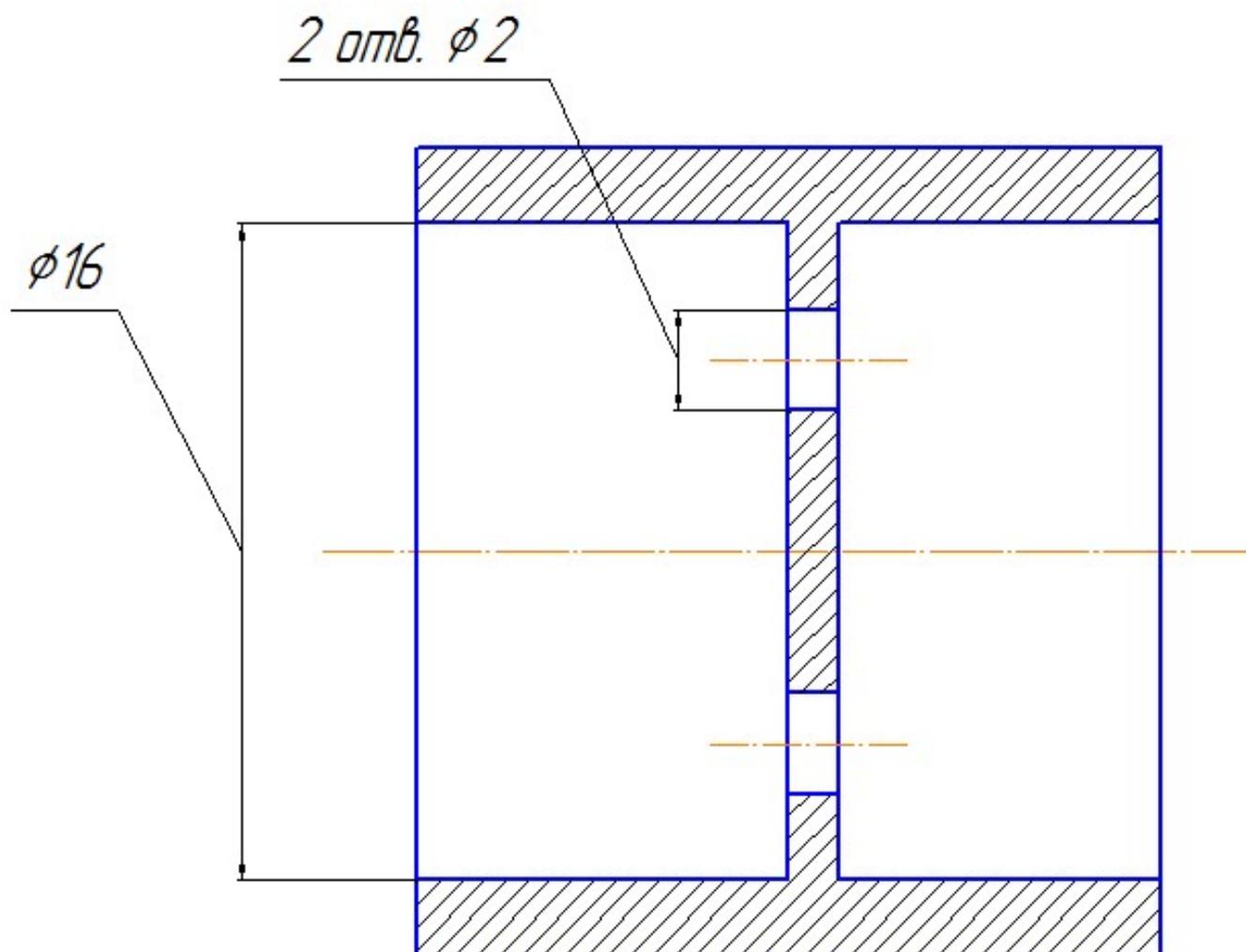


Рисунок 4.3– Конструкция расходомерного сопла

Сопло представляет собой диафрагму диаметром 16 мм с двумя отверстиями диаметром 2 мм. Расход через сопло вычисляется по формуле (4.2):

$$Q = 2 \cdot \mu \cdot f_{\text{отв}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (4.2)$$

Так как в ходе эксперимента расход для удобства измеряется в л/мин, давление в КПа, представим формулу (4.2) в удобном виде (с учетом перевода измеряемых величин):

$$Q = 2 \cdot \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{отв}}^2}{4} \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1000 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (4.3)$$

Откуда:

$$Q = \left(\mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{отв}}^2}{2} \cdot 60 \cdot 1000 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1000}{\rho}} \right) \cdot \sqrt{P_1 - P_2} = k \cdot \sqrt{P_1 - P_2} \quad (4.4)$$

где $k=0,41 \left(\frac{\text{л}}{\text{мин} \cdot \sqrt{\text{КПа}}} \right)$; давление измеряется в КПа, расход в л/мин.

В итоге мы получаем тарировочную характеристику, и можем сопоставить ее с экспериментальной, результаты которой представлены в табл. 4.1.

Результаты тарировки расходомерного сопла и сравнение ее с расчетной характеристикой сопла представлены на рисунке 4.4:

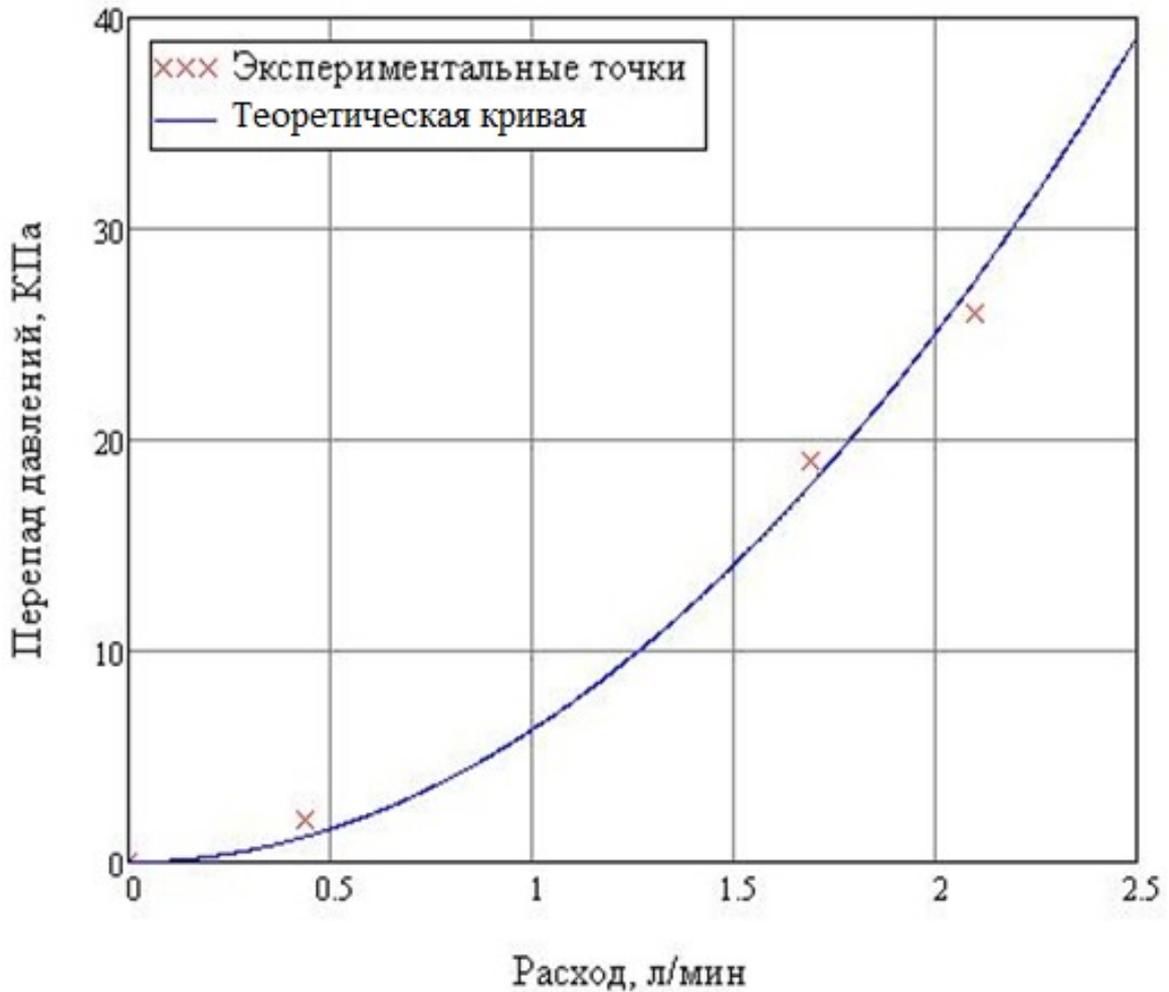


Рисунок 4.4— Тарировка расходомера

Как видно из рисунка 4.4 экспериментальные результаты хорошо согласуются с теоретическим расчетом, следовательно, мы можем принять коэффициент напорной характеристики расходомерного сопла равным расчетному: $k=0,41 \left(\frac{\text{л}}{\text{мин} \cdot \sqrt{\text{кПа}}} \right)$

4.2 Оценка погрешности измерений

В ходе эксперимента непосредственно измерялись следующие величины:

- 1) Показания манометра 1 (напор насоса).
- 2) Показания манометра 2.
- 3) Показания вольтметра.
- 4) Показания амперметра.

Косвенным путем определялись:

- 1) Подача (расход) насоса.
- 2) Частота вращения вала насоса.

4.2.1 Погрешность показания манометра «1»

Максимальная абсолютная погрешность измерения показаний манометра «1», класса точности 2,5; максимальный предел измерения – 60 КПа, равна:

$$\sigma_{m1} = 0,025 * 60000 = 1500 \text{ (Па)} \quad (4.5)$$

4.2.2 Погрешность показания манометра «2»

Максимальная абсолютная погрешность измерения показаний манометра «2», класса точности 2,5; максимальный предел измерения – 100 КПа, равна:

$$\sigma_{m2} = 0,025 * 100000 = 2500 \text{ (Па)} \quad (4.6)$$

4.2.3 Погрешность показания вольтметра

Максимальная абсолютная погрешность измерения показаний вольтметра, класса точности 0,5; максимальный предел измерения – 30 В, равна:

$$\sigma_u = 0,005 * 30 = 0,15 \text{ (В)} \quad (4.7)$$

4.2.4 Погрешность показания амперметра

Максимальная абсолютная погрешность измерения показаний амперметра, класса точности 1,2; максимальный предел измерения – 2 А, равна:

$$\sigma_I = 0,012 * 2 = 0,024 \text{ (А)} \quad (4.8)$$

4.2.5 Погрешность определения подачи

Точность определения подачи объемным методом складывается из погрешности определения времени с помощью секундомера и погрешности весов. Погрешность секундомера равна $\pm 0,5$ сек, погрешность весов ± 50 г. Плотность воды принимаем 1000 кг/м^3 . Тогда максимальная погрешность измерения подачи объемным методом будет равна:

$$\sigma_{об} = \frac{0,05 \text{ кг}}{29,5 \text{ сек}} * 60 = 0,101 \text{ (л/мин)} \quad (4.9)$$

Результаты тарировки расходомерного сопла расходятся с теоретической напорной характеристикой сопла в наихудшей точке на

величину, меньшую погрешности определения расхода, следовательно, мы можем принять величину (4.9) в качестве максимальной абсолютной погрешности измерения величины подачи.

4.2.6 Погрешность определения частоты вращения вала электродвигателя насоса

В экспериментальном насосе применялся электродвигатель постоянного тока, частота вращения вала электродвигателя согласно его характеристикам [58] с точностью $\pm 15\%$ вычисляется по формуле:

$$n = 915 \cdot U - 3620 \cdot I + 760 \text{ (об/мин)} \quad (4.10)$$

Так как погрешность определения величин U и I на порядок меньше точности формулы (4.10) можно считать частоту равной величине, вычисленной по формуле (4.1) с допуском $\pm 15\%$.

4.3 Определение коэффициента утечек в осевом зазоре μ и коэффициента сопротивления на входе в рабочее колесо ζ

В формуле (3.45) фигурировали два опытных коэффициента – μ и ζ , без определения, которых, невозможно осуществить уточненный расчет опытных образцов центробежного насоса. Для этого изготовим корпус экспериментального насоса (корпус у всех испытуемых насосов одинаков) и два пробных рабочих колеса, испытав которые можно будет определить коэффициенты μ и ζ .

Пробное рабочее колесо 1 характеризуется следующими параметрами:

Число лопаток $z=4$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=10$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Пробное рабочее колесо 2 характеризуется следующими параметрами:

Число лопаток $z=3$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=5$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Результаты испытания экспериментального центробежного насоса с рабочим колесом 1 представлены в табл. 4.2:

Таблица 4.2 – Испытания рабочего колеса 1 с 4-мя лопатками с диаметром входа 10 мм при напряжении питания 22 В

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	21,2	1,85	2	14
2	21,5	1,85	4	16
3	21,9	1,86	6	16,5
4	22	1,86	8	17
5	22	1,86	10	17,5
6	22,1	1,86	12	18
7	22,1	1,86	14	18,5
8	22,1	1,86	16	19
9	22,1	1,86	18	20
10	22,1	1,86	22	22

Результаты испытания экспериментального центробежного насоса с рабочим колесом 2 представлены в табл. 4.3:

Таблица 4.3 – Испытания рабочего колеса 2 с 3-мя лопатками при напряжении питания 18 В

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	18,4	1,25	1,5	21
2	18,5	1,26	5	22
3	18,5	1,27	8	22
4	18,5	1,27	10	22
5	18,5	1,28	13	23
6	18,5	1,28	16	23
7	18,5	1,28	20	24
8	18,5	1,27	23	25
9	18,6	1,27	25	26
10	18,6	1,27	28	28

Подсчитав подачу насоса по формуле (4.4) получаем следующие напорные характеристики насоса:

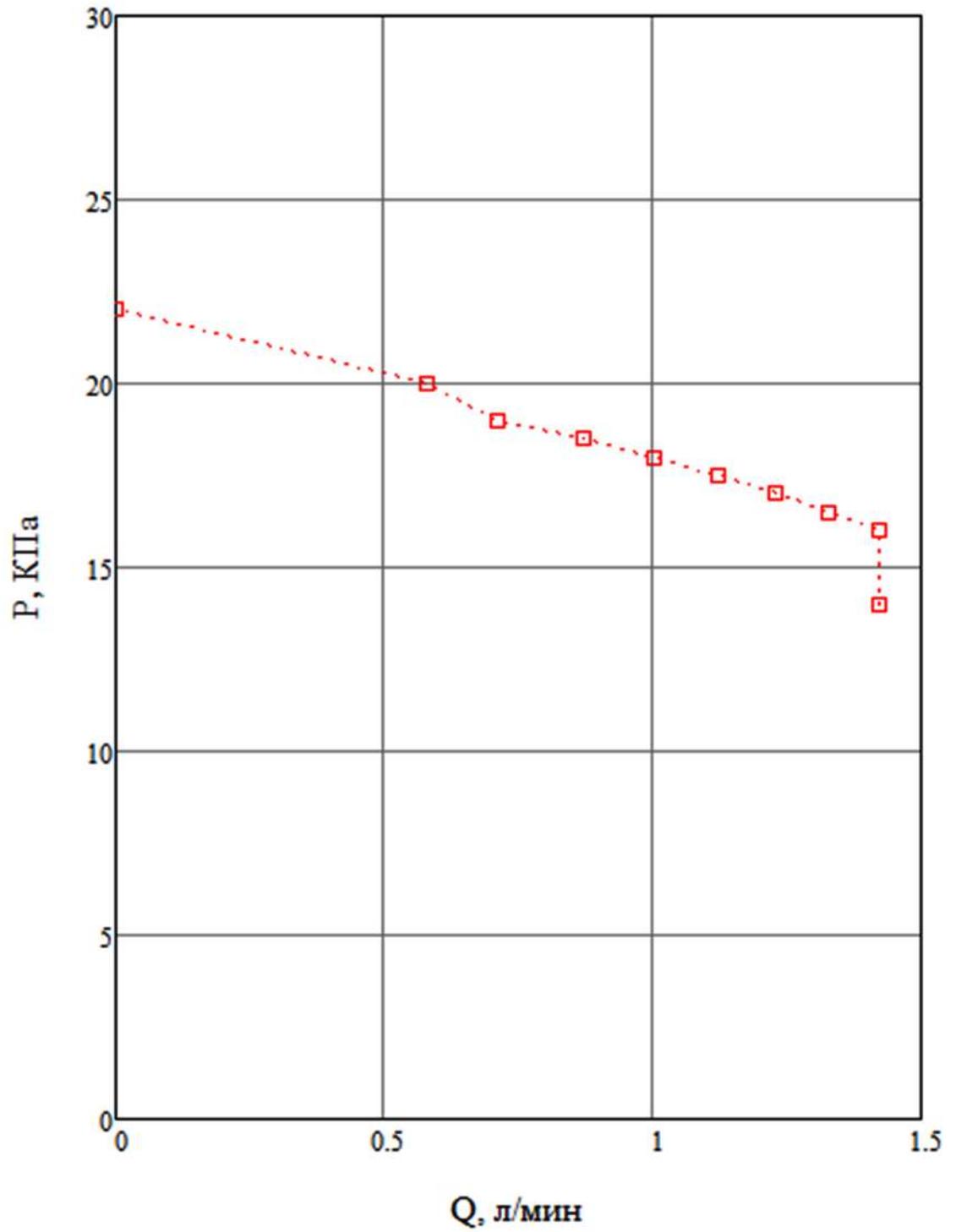


Рисунок 4.5– Напорная характеристика
центробежного насоса с рабочим колесом 1

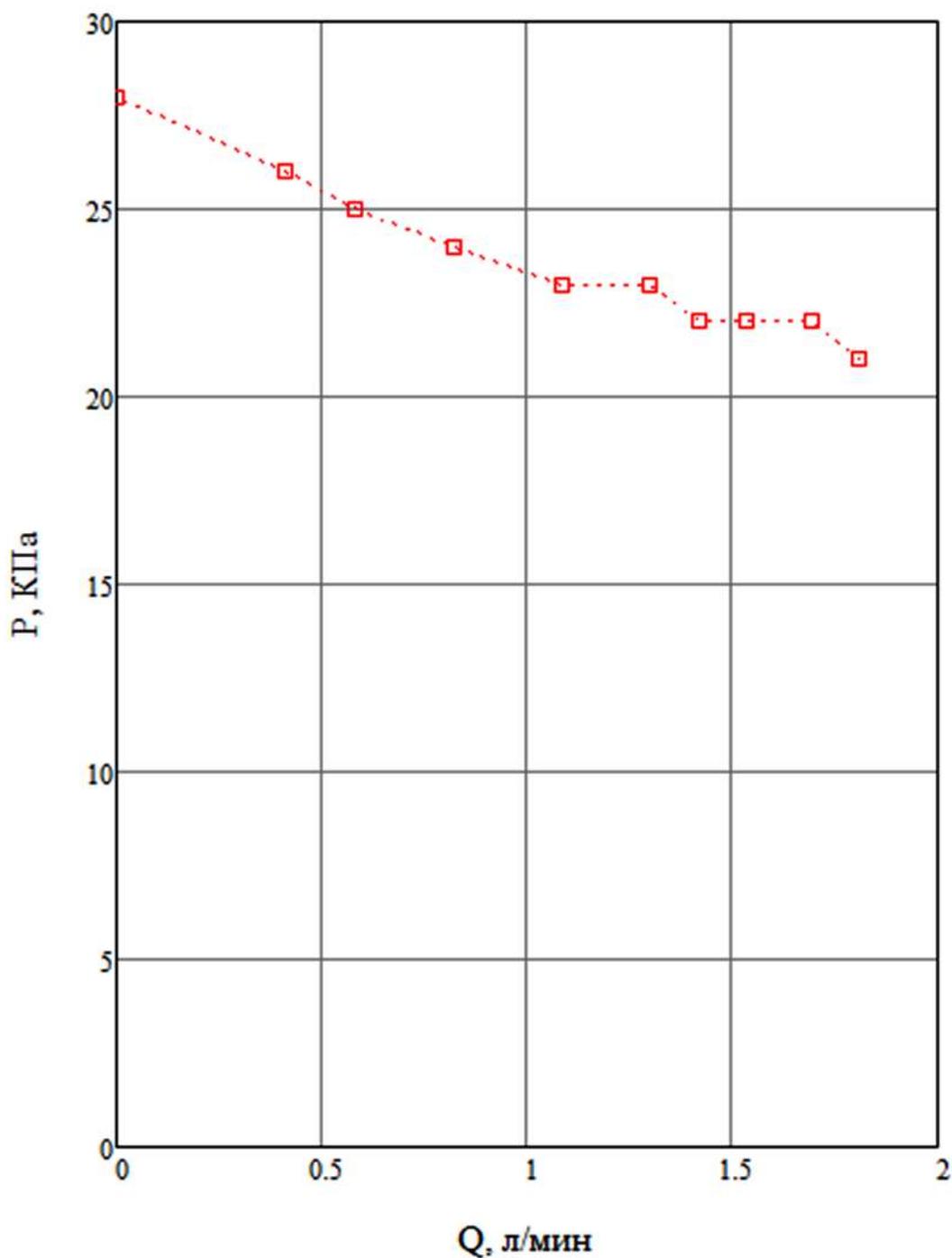


Рисунок 4.6– Напорная характеристика
центробежного насоса с рабочим колесом 2

Следует отметить, что данные экспериментальные характеристики получены на насосе с кольцевым отводом с внутренним диаметром корпуса $D_3=30$ мм, что дает возможность определить вычислить коэффициент $k_{\text{кол}}$

для данной конкретной экспериментальной насоса по формуле (3.36):

$$k_{\text{кол}} = 1 - \left(\frac{22}{30}\right)^2 = 0,462$$

Чтобы вычислить опытные коэффициенты μ и ξ воспользуемся формулой (3.53) и подставим в нее формулы (3.36), (3.43), (4.10), проведем математические преобразования с учетом приведенных выше конструктивных параметров рабочих колес и получаем такую формулу для вычисления зависимости напора от расхода для первого рабочего колеса:

$$H_1(Q_1) = \left[\frac{0,104}{10^6} \cdot n^2 - \frac{n \cdot (Q_1 + \mu \cdot 0,001)}{0,95} \right] \cdot 0,31 - \xi \cdot \left(\frac{(Q_1 + \mu \cdot 0,001)}{0,0000785} \right)^2 \quad (4.11)$$

где $n=915 \cdot U - 3620 \cdot I + 760$ согласно формуле (4.10).

Аналогично для второго рабочего колеса получаем:

$$H_2(Q_2) = \left[\frac{0,125}{10^6} \cdot n^2 - \frac{n \cdot (Q_2 + \mu \cdot 0,0005)}{0,98} \right] \cdot 0,26 - \xi \cdot \left(\frac{(Q_2 + \mu \cdot 0,0005)}{0,0000196} \right)^2 \quad (4.12)$$

где $n=915 \cdot U - 3620 \cdot I + 760$ согласно формуле (4.10).

Таким образом, если для формул (4.11) и (4.12) взять опытные значения H_1 и H_2 , а также соответствующие им значения напряжения U и тока I , то получается система уравнений, решением которой являются искомые опытные коэффициенты ξ и μ .

Следует отметить, что для большей точности нахождения этих коэффициентов нужно брать наибольшее значение напора из измеренных.

Полученная система:

$$\begin{cases} H_0 = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \\ H_H = \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{g} - \frac{U_2 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi \cdot g \cdot \tan(\beta_{л2})} \right) \cdot y - \xi \left(\frac{4 \cdot (Q + Q_y)}{\pi \cdot D_1^2} \right)^2 \end{cases} \quad (4.13)$$

Откуда получаем:

$$\mu = 0,27 \quad (4.14)$$

$$\xi = 0,3 \quad (4.15)$$

Далее, предположим, что полученные опытные коэффициенты остаются справедливыми в широких пределах параметров и в области малорасходных насосов их можно считать постоянными величинами. Для проверки этой гипотезы был изготовлен ряд рабочих колес с различными конструктивными параметрами, были построены их прогнозные характеристики при различных частотах в предположении постоянства коэффициентов μ (4.14) и ξ (4.15), а затем были сняты опытные напорные характеристики насоса при этих частотах с этими рабочими колесами. Были изготовлены следующие рабочие колеса:

Рабочее колесо z_4

Число лопаток $z=4$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=5$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Данное рабочее колесо было испытано при следующих токах и напряжениях: $(U=24$ В; $I=1,85$ А), $(U=18$ В; $I=1,4$ А), $(U=14$ В; $I=1,04$ А). Этим значениям тока и напряжения с учетом точности формулы (3.46) соответствует следующие значения частоты вращения вала центробежного насоса:

$$n_1=16023\pm 2403 \text{ об/мин};$$

$$n_2=12162\pm 1824 \text{ об/мин};$$

$$n_3=9805\pm 1470 \text{ об/мин}.$$

Рабочее колесо z_3

Число лопаток $z=3$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=5$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Данное рабочее колесо было испытано при следующих токах и напряжениях: $(U=25$ В; $I=1,87$ А), $(U=18,4$ В; $I=1,25$ А), $(U=12,7$ В; $I=0,82$ А).

Этим значениям тока и напряжения с учетом точности формулы (95) соответствует следующие значения частоты вращения вала центробежного насоса:

$$n_1 = 16866 \pm 2530 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 13071 \pm 1961 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = 9413 \pm 1412 \text{ об/мин}.$$

Рабочее колесо z_5

Число лопаток $z=5$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=5$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Данное рабочее колесо было испытано при следующих токах и напряжениях: ($U=23\text{В}$; $I=1,65\text{А}$), ($U=18,3\text{В}$; $I=1,39\text{А}$), ($U=12,8\text{В}$; $I=0,91\text{А}$), ($U=9,6$ В; $I=0,65$ А). Этим значениям тока и напряжения с учетом точности формулы (4.10) соответствует следующие значения частоты вращения вала центробежного насоса:

$$n_1 = 15832 \pm 2375 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = 12473 \pm 1871 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = 9178 \pm 1377 \text{ об/мин};$$

$n_4=7191\pm 1079$ об/мин.

Рабочее колесо z_2

Число лопаток $z=2$.

Диаметр входа в рабочее колесо $D_1=5$ мм.

Диаметр выхода из рабочего колеса $D_2=22$ мм.

Ширина входа и выхода в рабочее колесо $b_1=b_2=4$ мм.

Угол установки лопастей на входе в рабочее колесо $\beta_{л1}=25^\circ$.

Угол установки лопастей на выходе из рабочего колеса $\beta_{л2}=11^\circ$.

Передний осевой зазор $a=5$ мм.

Данное рабочее колесо было испытано при следующем токе и напряжении: ($U=24,6$ В; $I=1,86$ А). Этим значениям тока и напряжения с учетом точности формулы (4.10) соответствует следующее значение частоты вращения вала центробежного насоса:

$n_1=16536\pm 2480$ об/мин.

4.4 Результаты экспериментов. Анализ результатов экспериментов

Для описанных выше рабочих колес на соответствующих частотах вращения вала центробежного насоса были получены следующие экспериментальные характеристики:

Таблица 4.4 – Испытания рабочего колеса z_4 при частоте $n_1=16536\pm 2480$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	24,1	1,85	1,5	28
2	24,6	1,85	3	29
3	24,8	1,85	5	29
4	24,8	1,85	10	30
5	24,9	1,85	15	31
6	25,1	1,85	20	32
7	25	1,85	25	33
8	25,2	1,86	30	34
9	25,4	1,86	35	36
10	25,3	1,85	38	38

Подставляем данные табл. 4.4 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками

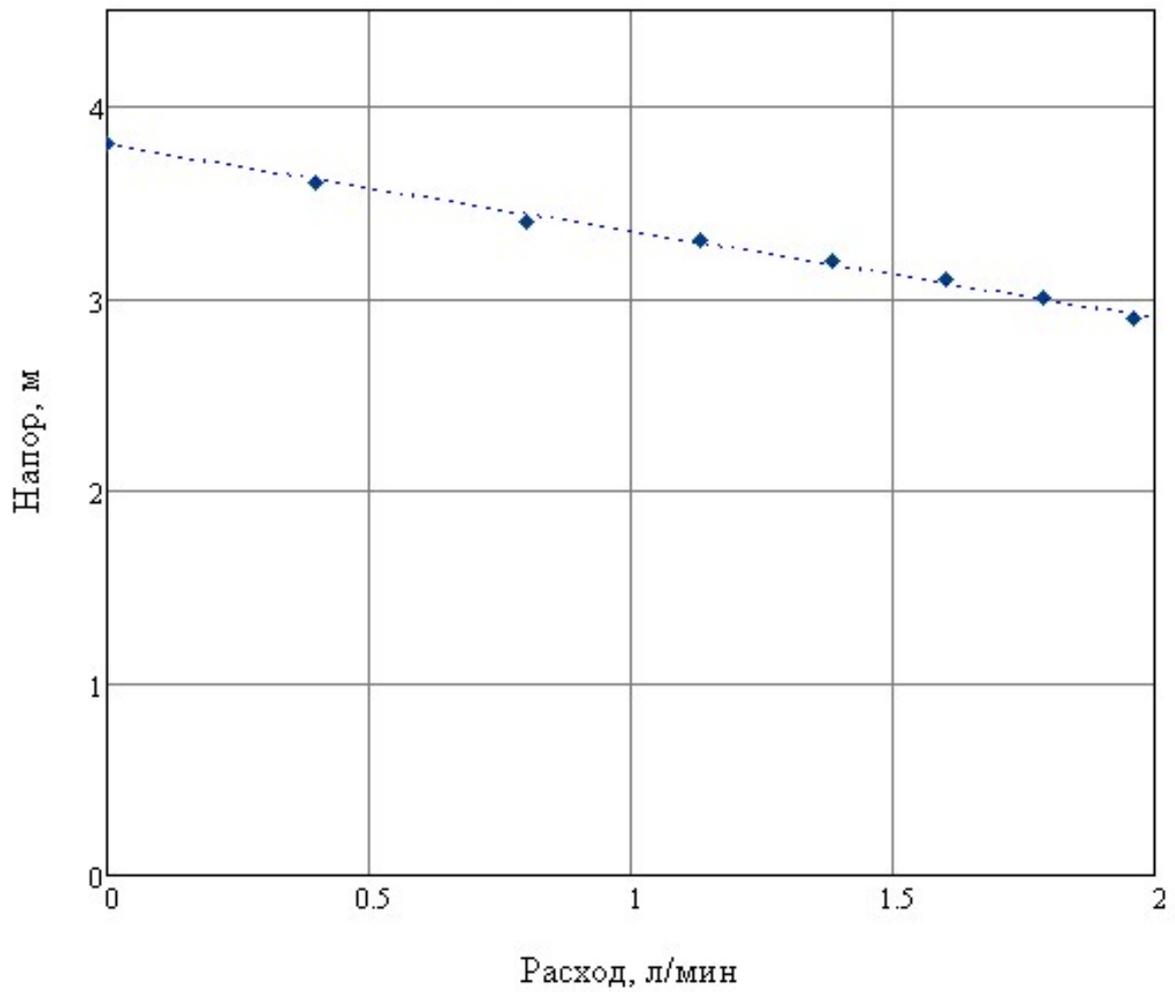


Рисунок 4.7– Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_4 при частоте $n_1=16536\pm 2480$ об/мин

Таблица 4.5 – Испытания рабочего колеса z_4 при частоте $n_2=12162\pm 1824$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	18,8	1,4	1,5	20
2	18,7	1,41	3	20
3	18,7	1,4	5	20
4	18,7	1,39	8	21
5	18,9	1,39	10	21
6	18,9	1,39	13	22
7	18,7	1,39	16	23
8	18,7	1,39	20	23
9	18,7	1,38	24	25
10	18,7	1,38	26	26

Подставляем данные табл. 4.5 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками

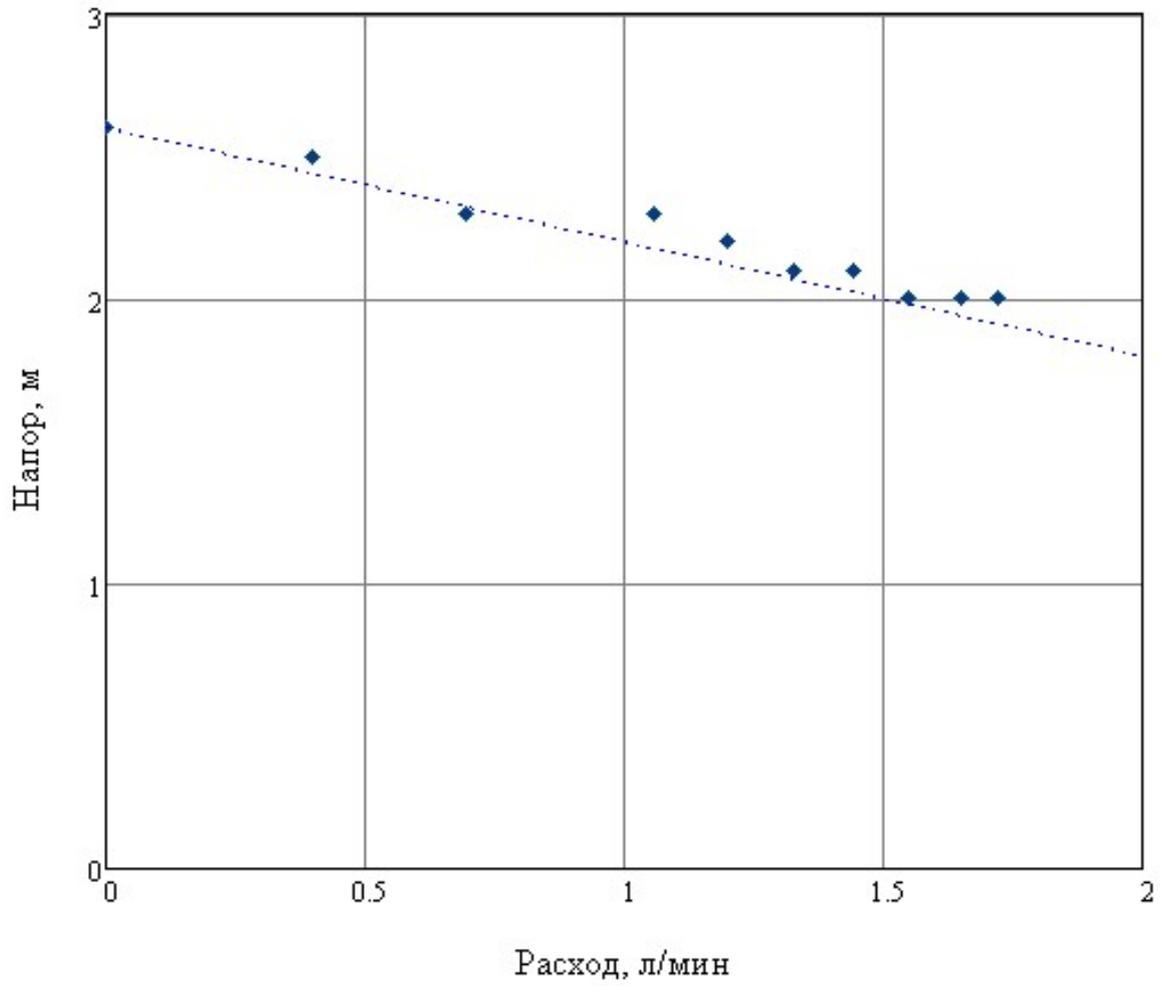


Рисунок 4.8– Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_4 при частоте $n_2=12162\pm 1824$ об/мин

Таблица 4.6 – Испытания рабочего колеса z_4 при частоте $n_3=9805\pm 1470$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	14,4	1,04	1,5	14
2	14,4	1,04	3	14
3	14,4	1,03	4	15
4	14,4	1,02	6	15
5	14,4	1,01	8	15
6	14,4	1,01	10	16
7	14,4	1,01	12	17
8	14,4	1,01	14	17
9	14,4	1,02	17	18
10	14,4	1,02	19,5	19,5

Подставляем данные табл. 4.6 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками

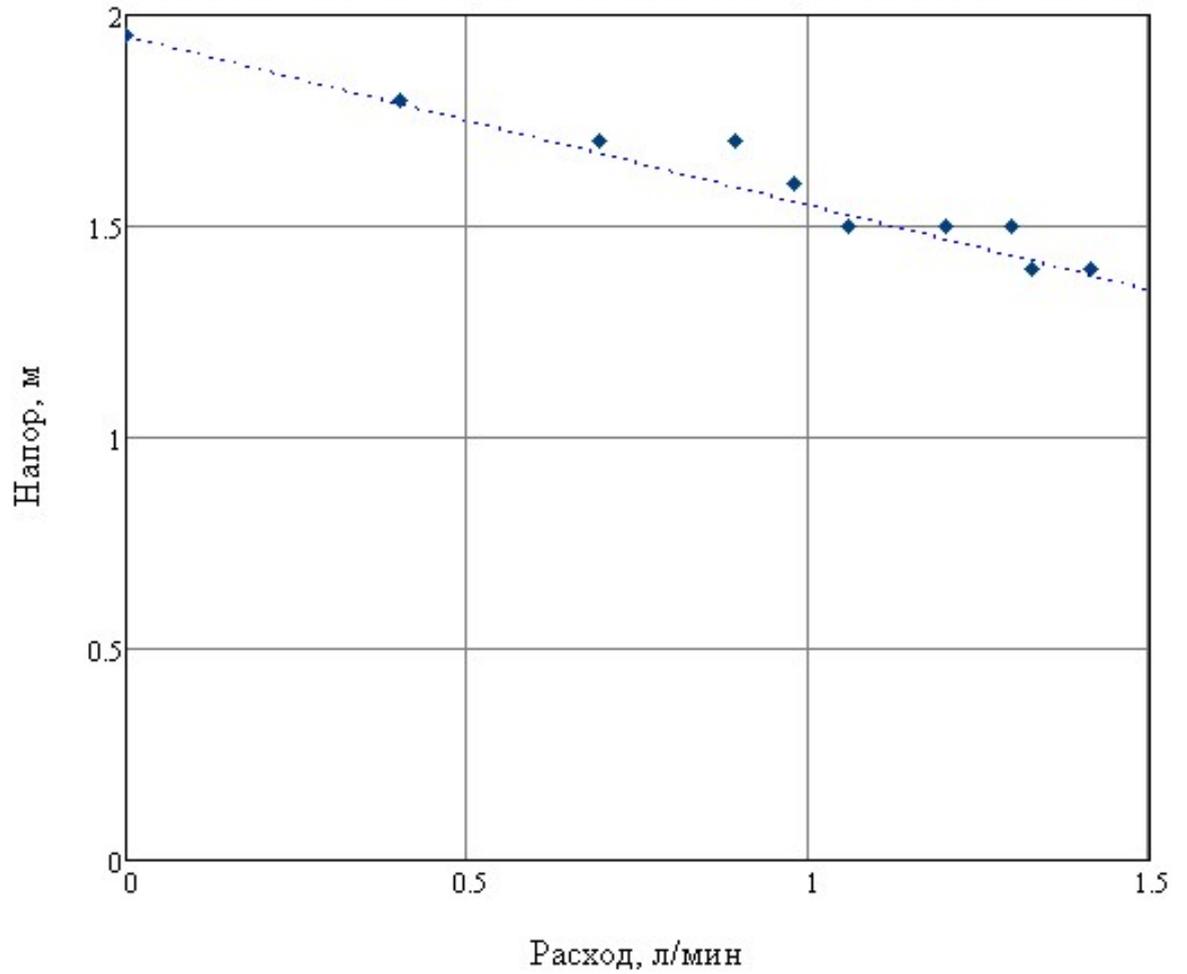


Рисунок 4.9– Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_4 при частоте $n_3=9805\pm 1470$ об/мин

Таблица 4.7 – Испытания рабочего колеса z_3 при частоте $n_1=16866\pm 2530$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	25,1	1,87	2	31
2	25,9	1,86	5	33
3	26	1,86	10	34
4	26	1,86	15	35
5	26	1,86	20	36
6	26,1	1,86	25	37
7	26,2	1,85	30	38
8	26,2	1,85	35	39
9	26,4	1,85	40	41
10	25,9	1,85	42	42

Подставляем данные табл. 4.7 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

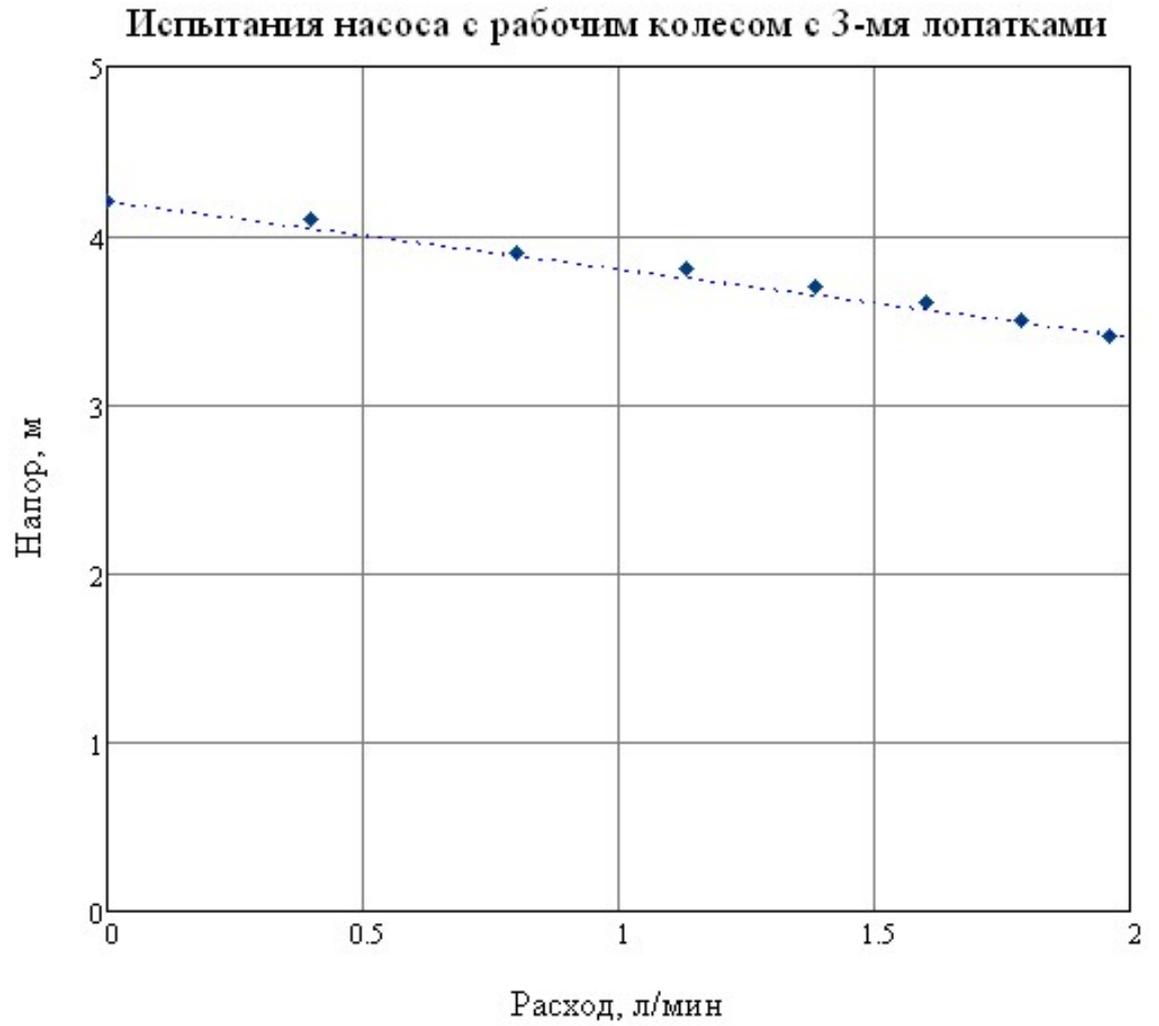


Рисунок 4.10- Экспериментальная напорная
характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_3 при частоте
 $n_1=16866\pm 2530$ об/мин

Таблица 4.8 – Испытания рабочего колеса z_3 при частоте $n_2=13071\pm 1961$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	18,4	1,25	1,5	21
2	18,5	1,26	5	22
3	18,5	1,27	8	22
4	18,5	1,27	10	22
5	18,5	1,28	13	23
6	18,5	1,28	16	23
7	18,5	1,28	20	24
8	18,5	1,27	23	25
9	18,6	1,27	25	26
10	18,6	1,27	28	28

Подставляем данные табл. 4.8 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 3-мя лопатками

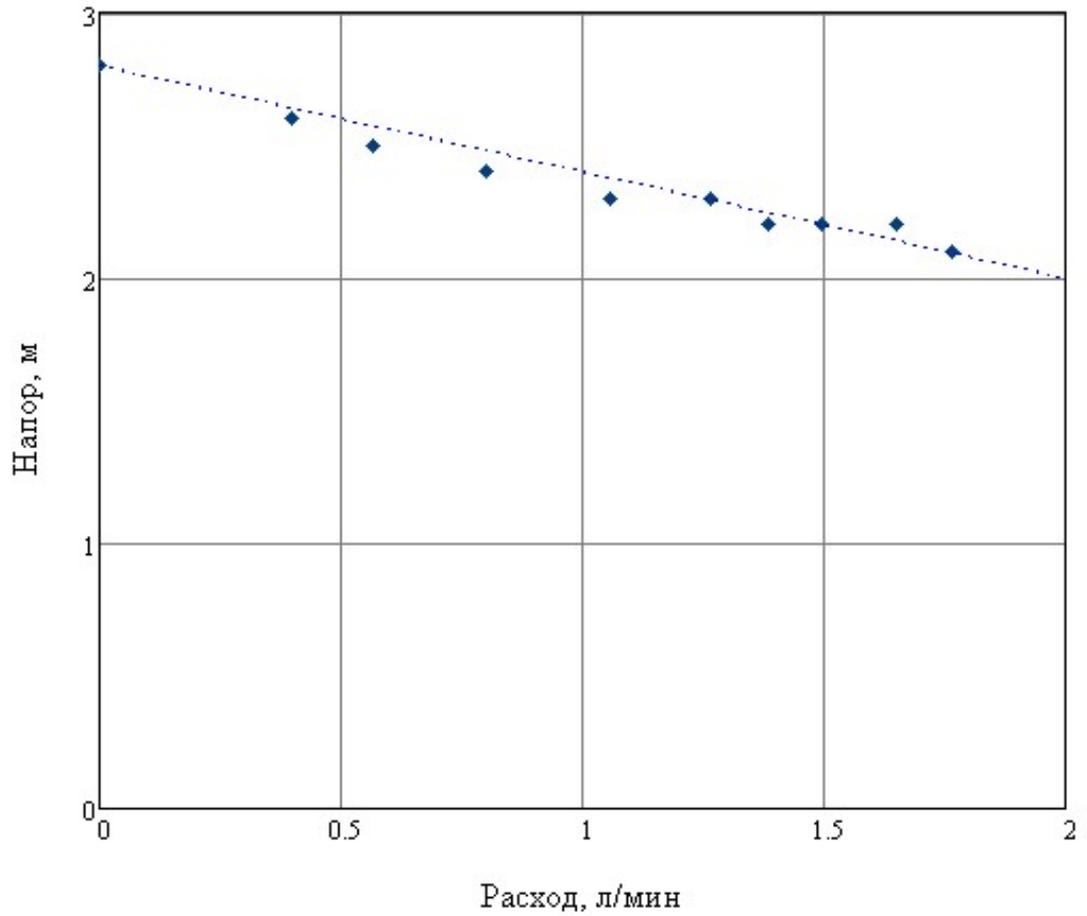


Рисунок 4.11 – Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_3 при частоте $n_2=13071\pm 1961$ об/мин

Таблица 4.9 – Испытания рабочего колеса z_3 при частоте $n_3=9413\pm 1412$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	12,7	0,82	1,5	13
2	12,6	0,82	3	13
3	12,6	0,82	5	13
4	12,6	0,83	7	13
5	12,6	0,83	9	14
6	12,6	0,82	11	14
7	12,6	0,81	13	15
8	12,6	0,81	15	16
9	12,6	0,82	16	16,5
10	12,6	0,81	17	17

Подставляем данные табл. 4.9 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

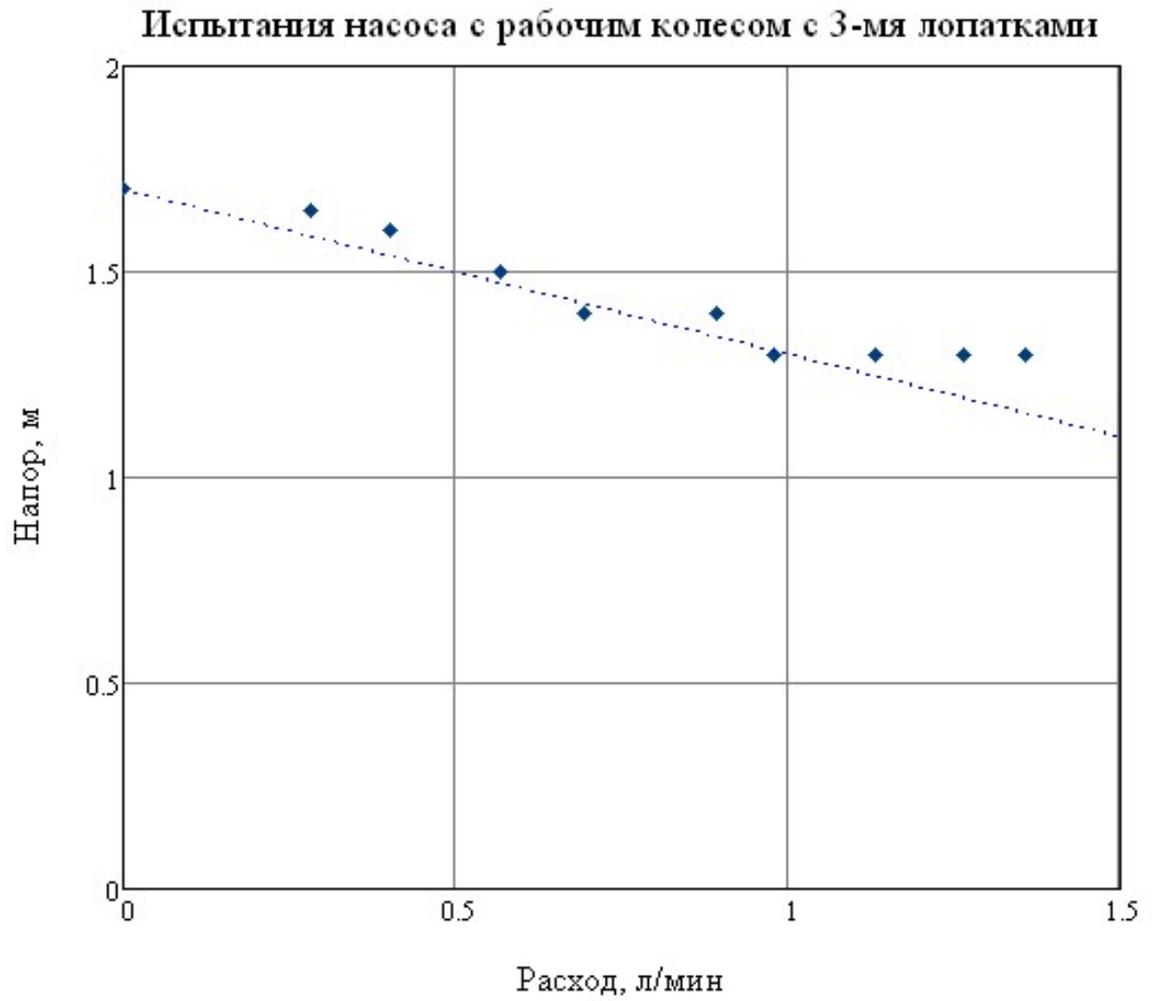


Рисунок 4.12– Экспериментальная напорная
характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_3
при частоте $n_3=9413\pm 1412$ об/мин

Таблица 4.10 – Испытания рабочего колеса z_5 при частоте $n_1=15832\pm 2375$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	22,5	1,85	1,5	26
2	23	1,82	3	27
3	23,1	1,81	5	27
4	23,4	1,81	8	28
5	23,4	1,81	12	29
6	23,4	1,81	17,5	30
7	22,3	1,90	20	31
8	23,2	1,80	29	34
9	23,4	1,79	34	36
10	23,4	1,77	38,5	38,5

Подставляем данные табл. 4.10 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками

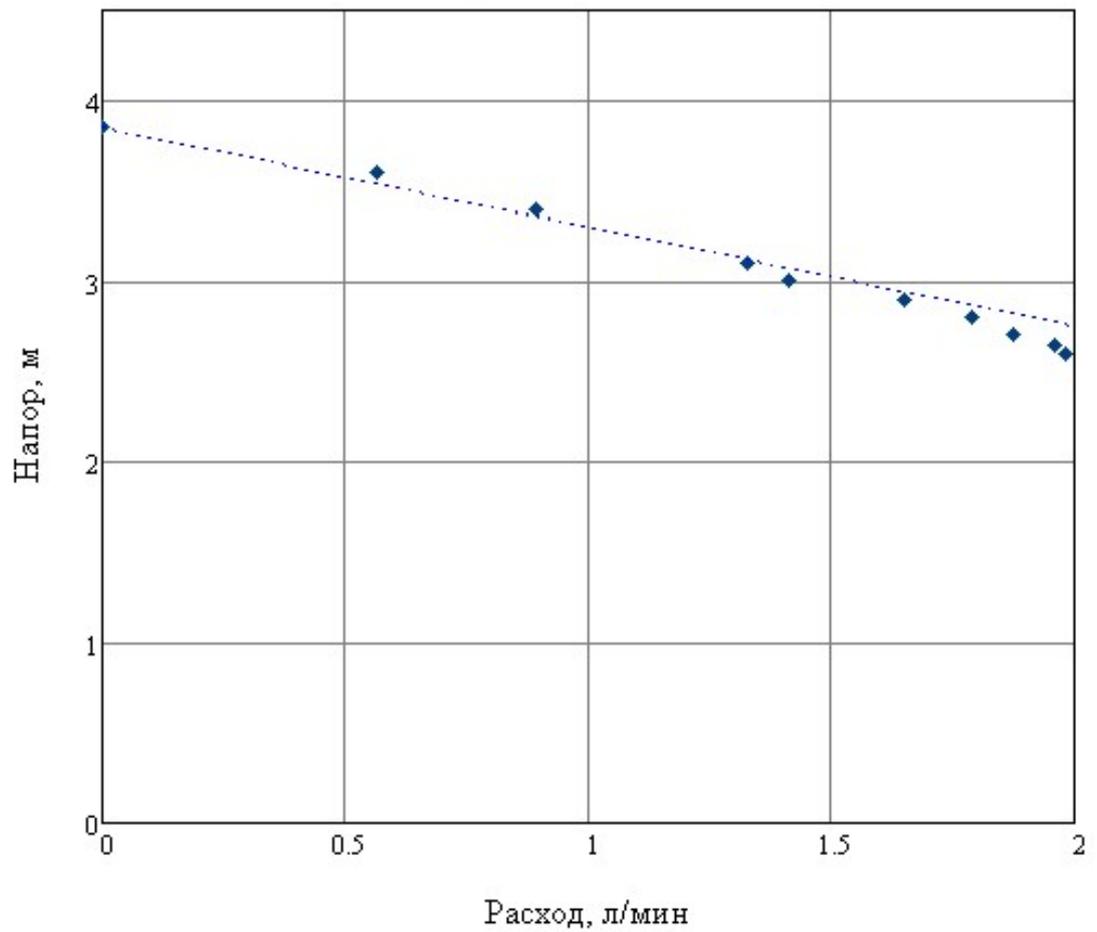


Рисунок 4.13– Экспериментальная напорная характеристика центробежного

насоса с рабочим колесом z_5 при частоте

$$n_1 = 15832 \pm 2375 \text{ об/мин}$$

Таблица 4.11 – Испытания рабочего колеса z_5 при частоте $n_2=12473\pm 1871$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	18,3	1,39	1,5	20
2	18,4	1,36	3	21
3	18,4	1,35	5	21
4	18,4	1,34	8	21
5	18,4	1,34	11	22
6	18,4	1,34	13	22
7	18,4	1,33	15	23
8	18,4	1,33	20	25
9	18,4	1,33	25	26
10	18,4	1,32	28	28

Подставляем данные табл. 4.11 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками

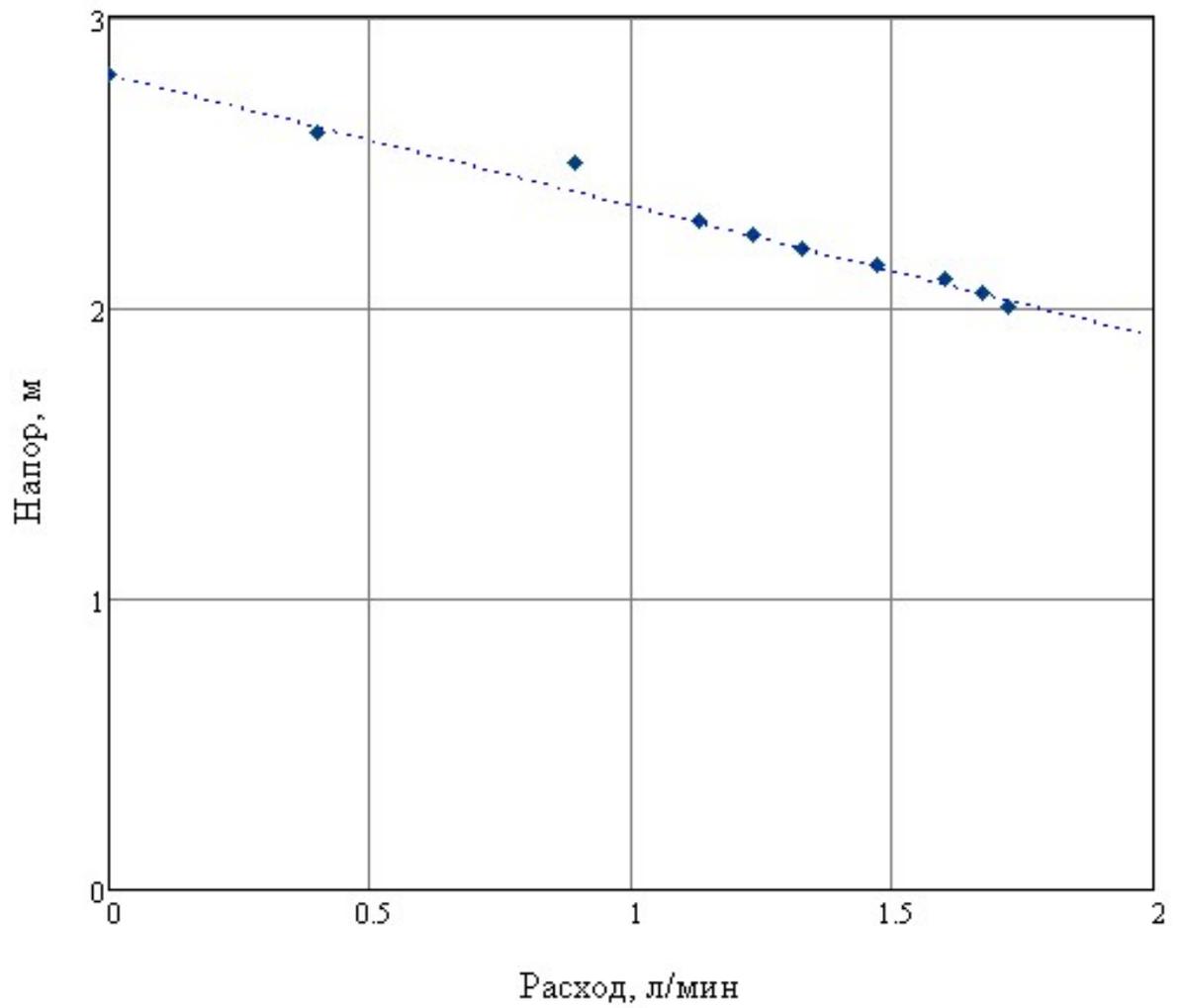


Рисунок 4.14— Экспериментальная напорная характеристика

центробежного насоса с рабочим колесом z_5 при частоте $n_2=12473\pm 1871$ об/мин

Таблица 4.12 – Испытания рабочего колеса z_5 при частоте $n_3=9178\pm 1377$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	12,8	0,91	1,5	11
2	12,8	0,91	3	11
3	12,8	0,91	4	11,5
4	12,8	0,91	6	12
5	12,8	0,90	8	13
6	12,8	0,89	10	14
7	12,8	0,89	12	14
8	12,8	0,89	14	15
9	12,8	0,89	15,5	16
10	12,8	0,89	16,5	16,5

Подставляем данные табл. 4.12 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

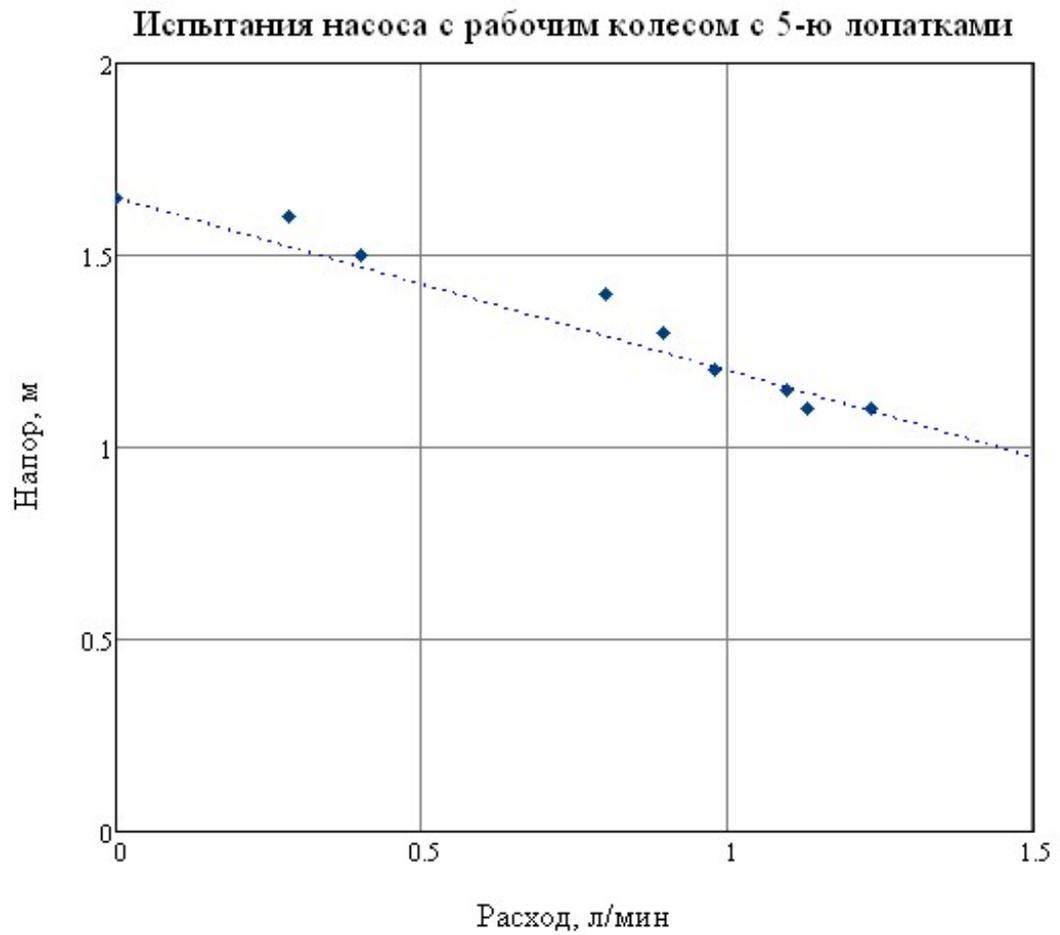


Рисунок .4.15– Экспериментальная напорная характеристика

центробежного насоса с рабочим колесом z_5 при частоте

$$n_3 = 9178 \pm 1377 \text{ об/мин}$$

Таблица 4.13 – Испытания рабочего колеса z_5 при частоте $n_4=7191\pm 1079$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	9,6	0,65	1,5	7
2	9,6	0,65	3	7
3	9,6	0,65	4	7,5
4	9,6	0,65	5	8
5	9,6	0,65	6	8
6	9,6	0,64	7	8
7	9,6	0,64	8	8,5
8	9,6	0,64	9	9
9	9,6	0,64	10	10
10	9,6	0,64	10,5	10,5

Подставляем данные табл. 4.13 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

Испытания насоса с рабочим колесом с 5-ю лопатками

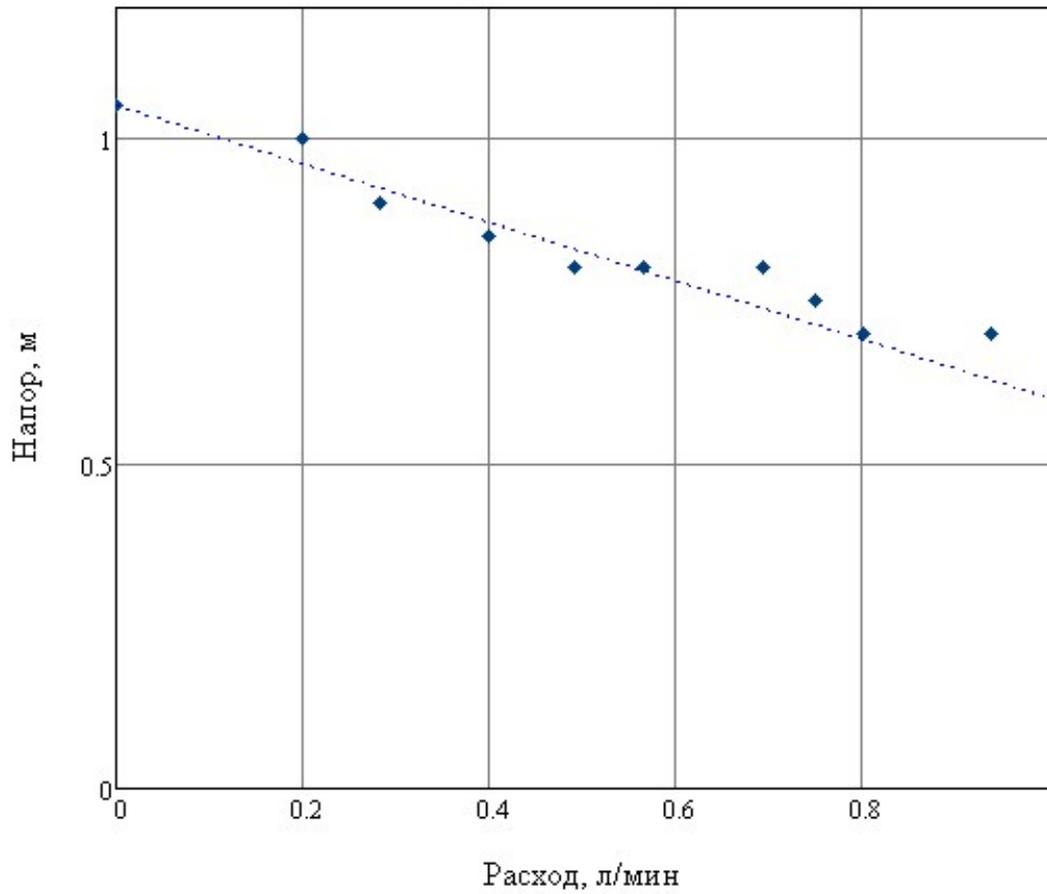


Рисунок 4.16– Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_5 при частоте $n_4=7191\pm 1079$ об/мин

Таблица 4.14 – Испытания рабочего колеса z_2 при частоте $n_1=16536\pm 2480$ об/мин

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа
1	24,6	1,86	2	21
2	24,7	1,86	6	22
3	24,8	1,86	10	23
4	24,9	1,86	14	24
5	24,9	1,86	18	25
6	24,9	1,86	20	26
7	25,1	1,85	22	26
8	25,2	1,85	23	26
9	25,4	1,85	26	27
10	25,4	1,85	39	39

Подставляем данные табл. 4.14 в формулу (4.4) и получаем следующую экспериментальную напорную характеристику центробежного насоса, а также сопоставляем её с прогнозной напорной характеристикой:

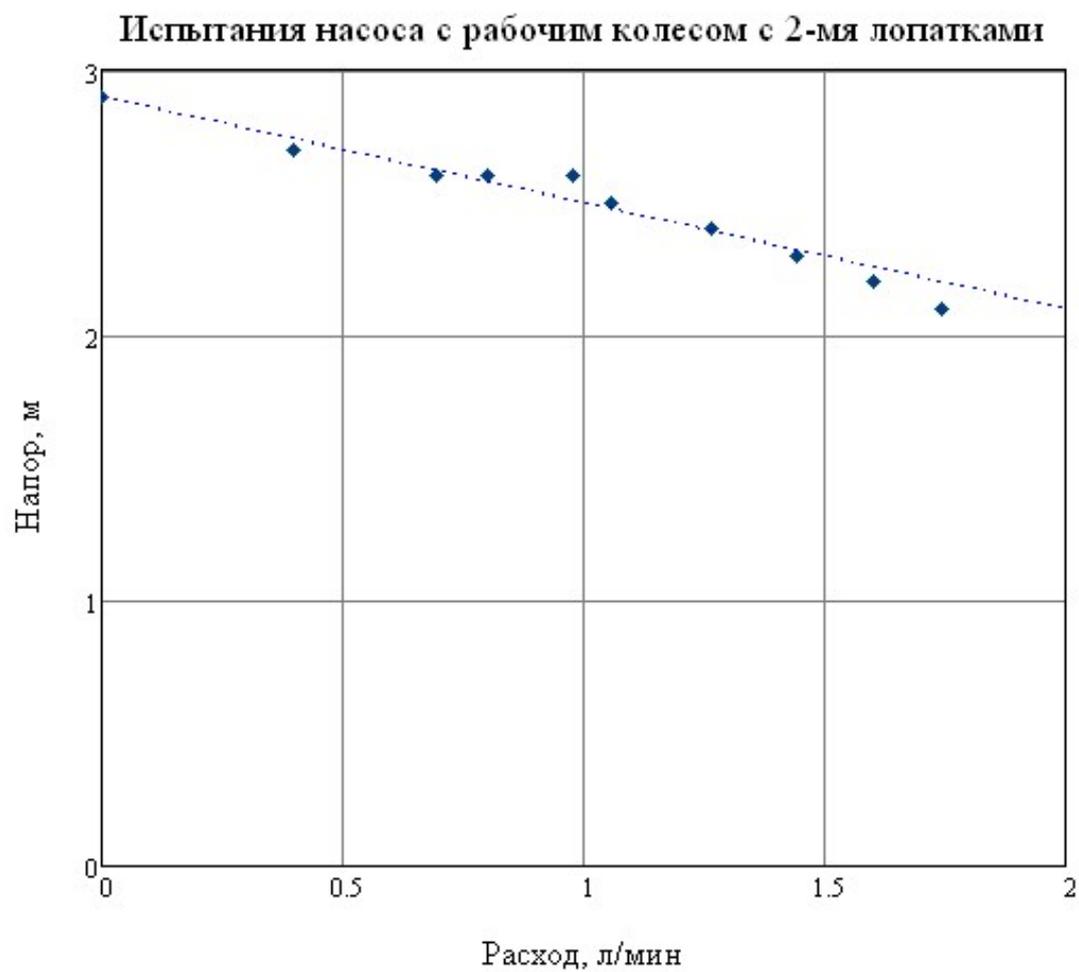


Рисунок 4.17– Экспериментальная напорная характеристика центробежного насоса с рабочим колесом z_2 при частоте

$$n_1=16536\pm 2480 \text{ об/мин}$$

ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Получена новая методика выбора оптимальной частоты вращения вала насоса, адаптированная к малорасходным центробежным насосам. Выбор частоты осуществляется из компромисса радиального габарита и ресурса насоса.

2. Получена методика упрощенного (приближенного) расчета малорасходных насосов для быстрой оценки рассчитываемых величин, для подбора частоты вращения вала насоса, для подбора электродвигателя насоса, для разработок, не требующих высокой точности рабочих характеристик насоса.

3. Получена методика уточненного расчета малорасходных центробежных характеристик, позволяющая обеспечить оптимальное соотношение потребительских свойств насоса, таких как габариты, ресурс, масса и КПД насоса.

4. Получена методика определения оптимального числа лопаток рабочего колеса.

5. Получен алгоритм построения прогнозной напорной характеристики, адаптированный к малорасходным центробежным насосам.

6. Проведена серия экспериментов, подтверждающая верность изложенного алгоритма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артемов А.В. Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов / А.В. Артемов, А.И. Петров // Инженерный вестник. Электронный журнал 2012 .- № 11
2. Боровин Г.К. Расчет оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса / Г.К. Боровин, А.А. Протопопов // Инженерный вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014 г.
3. Боровин Г.К. Расчет оптимального осевого зазора полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса системы терморегулирования космического аппарата/ Г.К. Боровин, А.А. Протопопов // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013. №86. 16 с.
4. Боровин Г.К. Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса / Г.К. Боровин, А.И. Петров, А.А. Протопопов // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2016. №63. 16 с.
5. Боровин Г.К. Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками и приводом от электродвигателей постоянного тока / Г.К. Боровин, А.И. Петров, А.А. Протопопов, Н.Ю. Исаев // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2016. №142. 24 с.

6. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле // Справочник – М.: Машиностроение. 1983, - 232 с.

7. Вязунов Е.В. Аналитическое представление характеристик центробежных насосов при переменной частоте вращения / Е.В. Вязунов, С.В. Путин // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2012. № 4. С. 67-69.

8. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. Под ред. Т.М. Башты, М., «Машиностроение», 1970.

9. Гуськов А.М. Минимизация гемолиза и повышение гидродинамической эффективности насоса крови путем оптимизации формы проточной части / А.М. Гуськов, В.О. Ломакин, Е.П. Банин, М.С. Кулешова // Медицинская техника 2017 .- № 4(304) .- С. 1 – 4

10. Гуськов А.М. Оценка гемолиза в осевом насосе вспомогательного кровообращения / А.М. Гуськов, В.О. Ломакин, Е.П. Банин, М.С. Кулешова // Медицинская техника 2016 .- № 4 .- С. 12 – 15.

11. Гуськов А.М. Минимизация гемолиза и повышение гидродинамической эффективности насоса крови путем оптимизации формы проточной части / А.М. Гуськов, В.О. Ломакин, Е.П. Банин, М.С. Кулешова // Медицинская техника 2017 .- № 4(304) .- С. 1 – 4

12. Гуськов А.М. Оценка гемолиза в осевом насосе вспомогательного кровообращения / А.М. Гуськов, В.О. Ломакин, Е.П. Банин, М.С. Кулешова // Медицинская техника 2016 .- № 4 .- С. 12 – 15
13. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. // М.: Академия, 2008. – 496 с.
14. Краев М.В. Совершенствование энергетических параметров центробежных насосов с полуоткрытым рабочим колесом / М.В. Краев, Е.М. Краева // Вестник сибирского государственного аэрокосмического университета им. М.Ф. Решетнева №4, 2009.
15. Кулешова М.С. Исследование течений в направляющем аппарате канального типа центробежного насоса тип ЦНС методами гидродинамического моделирования / М.С. Кулешова, Е.В. Гетманцева, П.С. Чабурко // Молодежный научно-технический вестник 2014 .- № 3
16. Лезнов Б.С. Работа центробежных насосов с переменной частотой вращения / Б.С. Лезнов, С.В. Воробьев // Водоснабжение и санитарная техника. 2012. № 9. С. 48-56.
17. Ломакин В.О. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики / В.О. Ломакин, А.В. Артемов, А.И. Петров // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2012. № 8. С. 5.
18. Ломакин В.О. Исследование двухфазного течения в осецентрированном колесе методами гидродинамического моделирования /

В.О. Ломакин, А.И. Петров, М.С. Кулешова // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. 2014. № 9. С. 45-64

19. Ломакин В.О. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 / В.О. Ломакин, А.И. Петров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № С. С. 6.

20. Ломакин В.О. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо / В.О. Ломакин, А.И. Петров, П.С. Щербачев // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № S. С. 3-5.

21. Ломакин В.О. Влияние эмпирических коэффициентов в модели Релея-Плесетта на расчетные кавитационные характеристики центробежного насоса / В.О. Ломакин, О.Ю. Бибик // Гидравлика 2017 .- № 3

22. Ломакин В.О. Модернизация вспомогательного контура охлаждения магнитной муфты / В.О. Ломакин, П.А. Кукушкин, В.И. Крылов // Территория НЕФТЕГАЗ 2017 .- № 7-8 .- С. 84 – 91

23. Ломакин В.О. Влияние формы лопастей рабочего колеса на напор центробежного насоса / В.О. Ломакин, В.А. Черемушкин // Инженерный вестник. Электронный журнал 2016 .- № 1

24. Ломакин В.О. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом лп-тау поиска / В.О. Ломакин, М.С. Кулешова,

П.С. Чабурко, М.Н. Баулин // Насосы. Турбины. Системы 2016 .- № 1 .- С. 55 – 61

25. Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в насосной станции / В.О. Ломакин, М.С. Кулешова, С.М. Божьева // Гидротехническое строительство 2015 .- № 8 .- С. 13 – 16

26. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы // М., «Машиностроение», 1966.

27. Ломакин В.О. Методика исследования влияния покрытий трубопроводов на потери давления / В.О. Ломакин, П.В. Калмыков // Гидравлика 2017 .- № 3

28. Матвеевко А.М. Вывод условий бескавитационных режимов работы лопастных гидромашин с учетом сил вязкости и центростремительного ускорения / А.М. Матвеевко, В.Я. Чаплыгин // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2012. № 6. С. 20-23.

29. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений /Ю.В.Линник// — 2-е изд. — М., 1962.

30. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малющенко // М., «Машиностроение», 1977.

31. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. 3-е изд., перераб. и доп. / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский // М. : Машиностроение, 1986. 376 с.
32. Петров А.И. Гидродинамическое моделирование работы центробежного насоса в зоне отрицательных подач / А.И. Петров, Н.Ю. Исаев // Гидравлика2017 .- № 3
33. Петров А.И. Исследование работы лопастного насоса в зоне отрицательных подач методами гидродинамического моделирования / А.И. Петров, Н.Ю. Исаев // Научное обозрение2017 .- № 13 .- С. 75 – 80
34. Петров А.И. Расчет процесса пуска центробежного насоса методами гидродинамического моделирования / А.И. Петров, Т.З. Валиев // Гидравлика2017 .- № 3
35. Петров А.И. Методика непрерывного получения характеристик лопастного насоса для переменной температуры и вязкости рабочей жидкости при испытаниях в термобарокамере// Инженерный вестник. Электронный журнал2016 .- № 10
36. Петров А.И. Системы поддержания теплового баланса в современных стендах для испытаний лопастных насосов// Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация2015 .- № 5
37. Петров А.И. Современные тенденции развития насосов для систем жидкостного охлаждения бортового и наземного радиоэлектронного

оборудования / А.И. Петров, С.В. Арувелли // Инженерный вестник. Электронный журнал 2015 .- № 11

38. Петров А.И. Методы модификации проточной части нефтяных магистральных насосов типа НМ / А.И. Петров, Г.А. Трошин // Инженерный вестник. Электронный журнал 2014 .- № 11

39. Полуэктов Д.А. Возможности модернизации грунтовых насосов на основе современных компьютерных технологий гидродинамического моделирования / Д.А. Полуэктов, М.С. Кулешова // Молодежный научно-технический вестник 2013 .- № 12

40. Протопопов А.А. Экспериментальный поиск оптимального диаметра входа в рабочее колесо малорасходного центробежного насоса / А.А. Протопопов, А.А. Киляков // Молодежный научно-технический вестник # 11, ноябрь 2015 г.

41. Протопопов А.А. Исследование зависимости момента на валу от рабочих характеристик малорасходного центробежного насоса / А.А. Протопопов, Ж.С. Абдрахманова, Е.А. Яворовский // Молодежный научно-технический вестник # 09, сентябрь 2015

42. Протопопов А.А. Экспериментальный поиск оптимального угла установки лопасти на выходе из полуоткрытого рабочего колеса малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом / А.А. Протопопов, Д.В. Гриднев // Молодежный научно-технический вестник # 03, март 2016

43. Протопопов А.А. Исследование влияния питающего напряжения на максимальный напор центробежного насоса / А.А. Протопопов, А.А. Шульжицкий // Молодежный научно-технический вестник # 03, март 2016

44. Протопопов А.А. Динамика малых колебаний низкоинерционного ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками / А.А. Протопопов, Е.В. Захарова // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №5

45. Протопопов А.А. Получение зависимости установившейся угловой скорости от различных параметров насоса при сильных колебаниях ротора / А.А. Протопопов, С.А. Корсакова // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №4

46. Протопопов А.А. Многокритериальная оптимизация высокооборотного центробежного насоса / А.А. Протопопов, В.И. Виговский // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №5

47. Протопопов А.А. Определение времени самовсплытия ротора центробежного насоса системы терморегулирования космического аппарата / А.А. Протопопов, Е.В. Захарова, В.И. Виговский, С.А. Корсакова, Е.С. Мельничук, С.М. Якович // Научное обозрение 2017. №11. 5 с.

48. Протопопов А.А. Построение компромиссной кривой «ресурс–КПД» для центробежного насоса с помощью метода ЛП-тау поиска /

А.А. Протопопов, С.М. Якович // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №4

49. Протопопов А.А. Анализ работы центробежного насоса в составе системы с изменяющимися параметрами / А.А. Протопопов, Е.В. Виговский // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №11

50. Протопопов А.А. Исследование динамики ротора центробежного насоса с гидростатическими подшипниками численными методами / А.А. Протопопов, С.А. Корсакова // Политехнический молодежный журнал 2017 .- №11

51. Протопопов А.А. Расчёт оптимальных параметров полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса // Известия МГТУ «МАМИ» №4 (26), 2015 г.

52. Протопопов А.А. Методика построения прогнозной напорной характеристики центробежного насоса// Научное обозрение 2016. №13. 6 с.

53. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов // М., «Машиностроение», 1960 г.

54. Ржебаева Н.К. Разработка физической модели течения в полуоткрытых рабочих колесах центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s < 80$ / Н.К. Ржебаева, С.В. Агаджанова // Труды НТК СГУ – Сумы, 1998. – с.101-105.

55. Ржебаева Н.К. Исследование полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев, С.В. Агаджанова // Труды НТК СГУ – Сумы, 1998. – с.101-105.

56. Стацшнов Ю.П. К пересчету напорной характеристики центробежного насоса при изменении частоты вращения рабочих колес / Ю.П. Стацшнов, Д.А. Боченков // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 12. С. 18-21.

57. Стрелков С.П. Механика: Учебник 4-е изд., стер. – СПб.: Издательство «Лань», 2005. – 560 с.

58. ТУ на электромотор QX-RS-385-2073 производство QXMOTORCO., LTD, China, HongKong.

59. Харчук С.И. Расчет напорной характеристики центробежного насоса численным методом / С.И. Харчук, А.В. Болдырев, С.М. Жижин // Вестник УГАТУ №2, 2009.

60. Черемушкин В.А. Влияние неравномерности эпюр скоростей на напор центробежного насоса / В.А. Черемушкин, В.О. Ломакин // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация 2017 .- № 1 .- С. 1 – 11

61. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.

62. Черненко Е.В. Численное моделирование течения в межлопастном канале рабочего колеса центробежного насоса /

Е.В. Черненко, Д.А. Жуйков, О.В. Каменюк // Решетневские чтения. 2013. Т. 1. № 17. С. 153-154.

63. Черненко Е.В. Расчет поля скоростей ядра потока в межлопаточном канале центробежного нагнетателя / Е.В. Черненко, Д.В. Черненко, А.А. Кишкин, Д.А. Жуйков, А.В. Делков // (BladeChannel): свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2012612292.

64. Шабанов В.А. Алгоритм определения частоты вращения магистральных насосов / В.А. Шабанов, С.Ф. Шарипова // Электронный научный журнал Нефтегазовое дело. 2013. № 4. С. 20-29.

65. Шапиро А.С. Расчет всасывающей способности центробежных насосов / А.С. Шапиро, С.С. Панайотти, А.А. Артемьев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. № 9. С. 35-39.