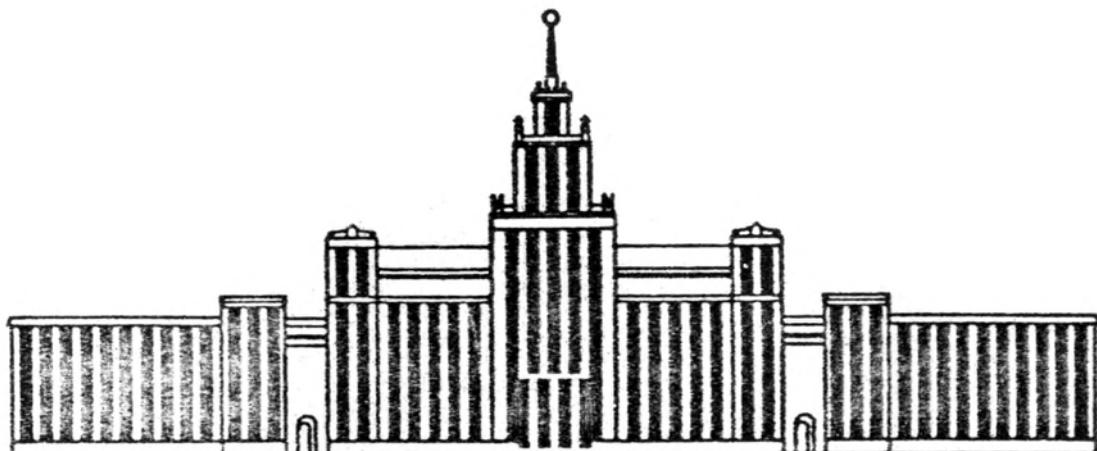


ГЧ ГПС № 36А

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ



ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

621.65/.69(07)
C722

Е.К. Спиридовон, Л.С. Прохасько

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Учебное пособие

Челябинск
2004

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра "Гидравлика и гидропневмосистемы"

621.65/.69 (07)
C722

Е.К. Спиридонов, Л.С. Прохасько

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Учебное пособие

*Рекомендовано Учебно-методическим
объединением вузов по университетскому
политехническому образованию в качестве
учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по специ-
альности 150802 (121100) – "Гидравличе-
ские машины и гидропневмоавтоматика"*

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2004

УДК 621.67 (075.8)

Спиридов Е.К., Прохасько Л.С. Расчет и проектирование лопастных насосов: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 62 с.

Изложены общие сведения о лопастных насосах, основные положения теории и методические рекомендации по гидравлическому расчету и проектированию насосов. Приводится пример расчета многоступенчатого центробежного насоса.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 150802 (121100) – “Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика”. Пособие будет полезно также студентам других специальностей, учебный план которых предусматривает изучение лопастных гидромашин.

Ил. 29, табл. 14, список лит. – 11 назв.

Одобрено учебно-методической комиссией
аэрокосмического факультета.

Рецензенты: директор научно-инженерного центра УрО РАН, д.т.н., проф. Тимашев С.А., заведующий кафедрой “Прикладная гидромеханика” УГАТУ, д.т.н., проф. Русак А.М.

ISBN 5-696-02887-X

© Издательство ЮУрГУ, 2004.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Насос – гидравлическая машина, предназначенная для сообщения механической энергии протекающей через нее жидкости. Центробежный насос является лопастной гидромашиной, проточная часть которой состоит из трех основных элементов: подвода потока жидкости к колесу, лопастного колеса и отвода потока от него к следующей ступени насоса или выходному патрубку.

Рабочее колесо с лопастями приводится во вращение двигателем. Передача энергии от колеса потоку происходит путем силового взаимодействия лопастей с обтекающей их жидкостью. При этом изменяются давление и скорость в жидкости, протекающей сквозь колесо. Подвод должен обеспечить достаточно равномерное распределение скоростей в потоке жидкости перед входом в рабочее колесо. Задачей отвода является преобразование увеличившегося скоростного напора после колеса в статический напор и снижение момента скорости перед входом в следующую ступень или перед выпуском жидкости из насоса.

При известных физических свойствах перекачиваемой жидкости форма стенок и размеры проточной части вместе с частотой вращения вала полностью определяют гидродинамические свойства насоса, то есть определяют поля скорости и давления в потоке жидкости и, как следствие этого, характер зависимостей напора и к.п.д. насоса от его подачи.

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Сечение лопастного колеса плоскостью, проходящей через ось вращения, называют меридиональным (рис. 1, а). В этом сечении определяют входной d_1 и выходной d_2 диаметры рабочего колеса, диаметр входной воронки d_0 , ширину лопастного канала на входе в рабочую полость b_1 и выходе из нее b_2 , диаметр ступицы d_{CT} , ее длину l_{CT} и диаметр вала d_B . При этом входной и выходной диаметры определяют по точкам пересечения соответствующих кромок лопастей со средней линией тока (см. рис. 1, а).

Если рассечь рабочее колесо осесимметричной поверхностью, образованной средней линией тока, и спроектировать эту поверхность на плоскость, получим сечение, называемое решеткой лопастей (профиляй) (см. рис. 1, б). Основными параметрами решетки являются входной d_1 и выходной d_2 диаметры, шаг на входе в рабочее колесо t_1 и выходе из него t_2 , угол установки профиля на входе β_{L_1} и выходе β_{L_2} . Каждый профиль (лопатка) характеризуется средней линией (геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль), толщиной δ_1 на входе в рабочее колесо и толщиной δ_2 на его выходе, проекциями a_1 и a_2 толщин δ_1 и δ_2 профиля на окружности с диаметрами d_1 и d_2 . Отрезок прямой l , стягивающий концы средней линии профиля, называется хордой.

Очевидно, что

$$a_1 = \frac{\delta_1}{\sin \beta_{L_1}}; \quad a_2 = \frac{\delta_2}{\sin \beta_{L_2}}. \quad (1)$$

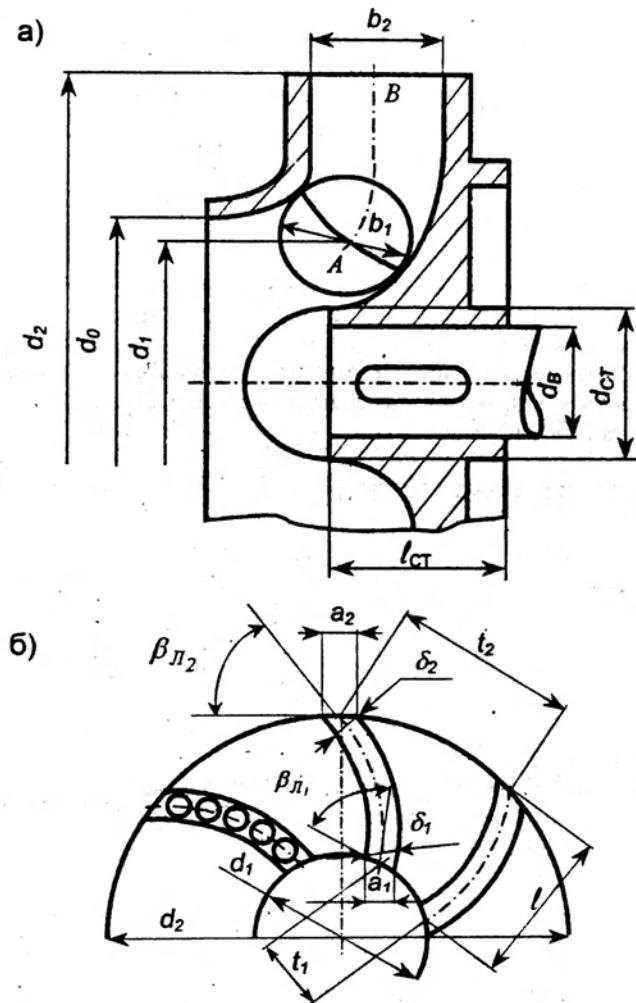


Рис. 1. Сечения рабочего колеса и его геометрические параметры: а – меридиональное сечение; б – решётка профилей лопастей

3. КИНЕМАТИКА ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ЛОПАСТНОМ КОЛЕСЕ

Гидродинамические свойства лопастных насосов во многом определяются направлением и величинами скоростей в потоке жидкости. Материальными границами потока жидкости в насосе являются стенки проточной части, которая, как уже отмечалось, состоит из подвода потока к лопастному колесу, лопастного колеса и отвода потока от него.

Движение жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса является сложным. Частицы жидкости движутся относительно лопаток колеса и, кроме того, вместе с ним совершают переносное движение. Сумма относительного и переносного движений дает абсолютное движение частиц жидкости, то есть их движение относительно неподвижного корпуса. В каждой точке проточной части рабочего колеса скорость абсолютного движения \bar{V} определяется векторной суммой относительной скорости \bar{W} и переносной скорости \bar{U} , то есть

$$\bar{V} = \bar{W} + \bar{U}, \quad (2)$$

причем, скорость переносного движения

$$\bar{U} = \omega \cdot r, \quad (3)$$

где ω – угловая скорость, рад/с; r – радиус расположения точки, в которой определяется план (параллелограмм) скоростей, м.

При описании кинематики потока в рабочем колесе примем следующую модель течения:

- поток в лопастном колесе осесимметричный;
- траектории всех частиц жидкости в относительном движении одинаковы и совпадают с кривой очертания средней линии профиля;
- относительные скорости частиц жидкости, лежащих на одной окружности, одинаковы и направлены по касательной к средней линии профиля в рассматриваемой точке.

Такая модель течения отвечает схеме бесконечного числа бесконечно тонких лопаток.

На рис. 2 представлена параллелограмм скоростей потока жидкости в произвольной точке проточной части рабочего колеса. Согласно схеме бесконечного числа бесконечно тонких лопаток относительная скорость \bar{W} направлена по касательной к лопатке, окружная скорость \bar{U} направлена по касательной к окружности, на которой расположена рассматриваемая точка, в сторону вращения вала. Разложим абсолютную скорость \bar{V} на две взаимно перпендикулярные составляющие: V_U – окружную составляющую абсолютной скорости и V_m – меридиональную скорость – проекцию абсолютной скорости на плоскость, проходящую через ось колеса и рассматриваемую точку. Введем следующие обозначения:

- α – угол между абсолютной \bar{V} и переносной \bar{U} скоростями жидкости;
- β – угол между относительной скоростью \bar{W} и отрицательным направлением переносной скорости \bar{U} жидкости;

β_L – угол между касательной к лопатке и отрицательным направлением переносной скорости U жидкости.

Кроме того, введем индексы: “0” и “1” для обозначения скоростей и углов при входе потока жидкости в рабочее колесо соответственно до и после поступления потока на лопасти колеса; “2” и “3” – для обозначения тех же величин при выходе из колеса соответственно до и после выхода с лопастей.

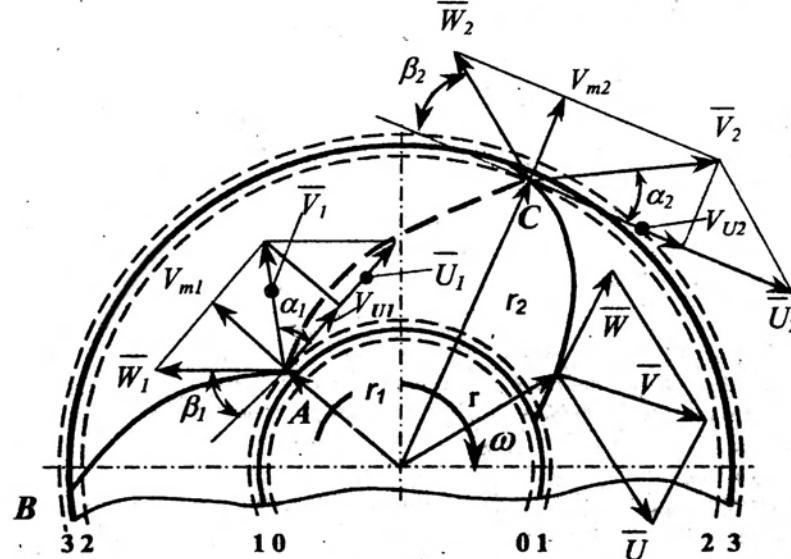


Рис. 2. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе: параллелограммы скоростей

При расчете рабочего колеса строят треугольники скоростей при входе и выходе жидкости из колеса.

Вход потока в колесо. При входе потока в межлопастные каналы находятся скорости и строятся треугольники скоростей до (индекс “0”) и после поступления потока на лопасти (индекс “1”). Оба состояния потока (до и после поступления на лопасти) относятся к двум сечениям 0–0 и 1–1 у входных кромок лопастей, расположенным очень близко друг от друга (см. рис. 2).

При построении треугольника скоростей **до поступления потока на лопасти** колеса меридиональная составляющая абсолютной скорости V_{m0} определяется из уравнения неразрывности по объемной подаче колеса Q_T и площади сечения потока $A_0 = \pi \cdot d_1 \cdot b_1$ при поступлении на лопасти

$$V_{m0} = \frac{Q_T}{A_0} = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_1 \cdot b_1}. \quad (4)$$

Из-за утечки внутри насоса подача насоса Q меньше объемной подачи колеса Q_T , поэтому

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (5)$$

где η_0 – объемный к.п.д. насоса.

Вследствие близости сечений 0–0 и 1–1 переносная скорость жидкости при входе в колесо

$$U_0 = U_1 = \omega \cdot r_1 = \frac{\omega \cdot d_1}{2}. \quad (6)$$

Окружная составляющая абсолютной скорости V_{U0} определяется устройством канала, подводящего поток к колесу. Так как наличие окружной составляющей V_{U0} снижает напор колеса, то подводящий канал обычно выполняют так, чтобы закрутка потока на входе отсутствовала, то есть $\angle \alpha_0 = \angle \alpha_1 = 90^\circ$. В этих условиях $V_{U0} = 0$, абсолютная скорость потока V_0 при входе в колесо расположена в меридиональной плоскости и равна V_{m0} . Если же закрутка потока на входе есть, то окружная составляющая абсолютной скорости V_{U0} определяется выражением

$$V_{U0} = \frac{V_{m0}}{\operatorname{tg} \alpha_0}. \quad (7)$$

На рис. 3 представлены треугольники скоростей на входе в рабочее колесо до поступления потока на лопасти: а – при закрутке потока на входе; б – при её отсутствии. Из треугольника находится относительная скорость W_0 потока перед лопастями. Направление скорости W_0 определяется углом β_0 , который она составляет с переносной скоростью U_0 .

После поступления потока на лопасти строятся два треугольника скоростей: первый треугольник отражает только стеснение потока лопастями, второй – характеризует полное воздействие лопасти на поток.

Меридиональная составляющая абсолютной скорости без учета стеснения потока толщиной лопасти V'_{m1} равна меридиональной составляющей абсолютной скорости до поступления потока на лопасти V_{m0} , то есть

$$V'_{m1} = V_{m0} = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_1 \cdot b_1}. \quad (8)$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости при входе с учетом стеснения

$$V_{m1} = \frac{V'_{m1}}{\psi_1} = \frac{Q_T}{\psi_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot b_1}, \quad (9)$$

где

$$\psi_1 = 1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_{L1}} \quad (10)$$

– коэффициент стеснения потока лопастями на входе в рабочее колесо; z – число лопастей колеса. У наиболее распространенных насосов величина ψ_1 изменяется от 0,75 до 0,90.

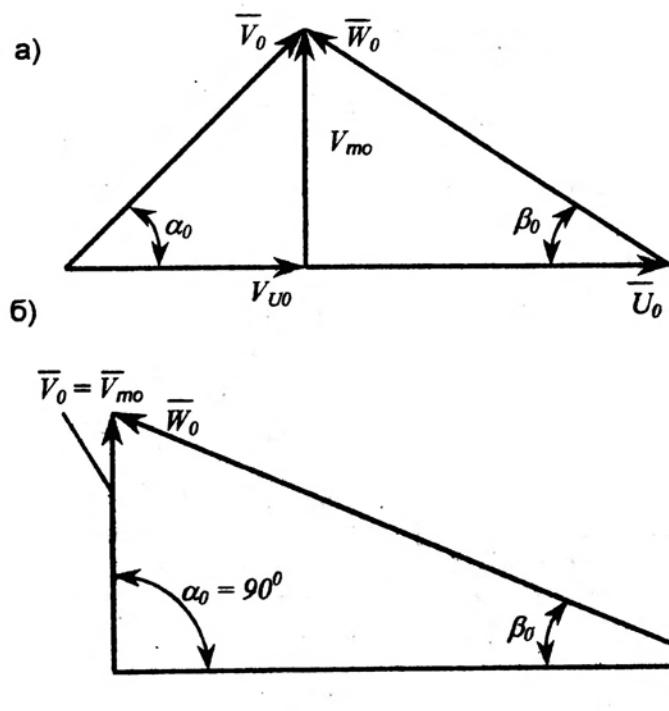


Рис. 3. Треугольники скоростей на входе в рабочее колесо до поступления потока на лопатки: а – при закрутке потока на входе; б – при отсутствии закрутки на входе

Стеснение потока лопастями не изменяет момента количества движения жидкости и, следовательно, не может сказаться на величине окружной составляющей абсолютной скорости, поэтому $V_{U0} = V_U^0$. Верхний индекс “0” указывает, что скорость соответствует условиям безударного поступления потока на лопасть.

По скоростям V_U^0, V_m^0 и U_1 строится треугольник скоростей с учетом стеснения потока лопастями, а из него находится относительная скорость \bar{W}_1^0 безударного поступления потока на лопасти (рис. 4). Угол безударного поступления на лопатки β_1 определяется из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{V_m^0}{U_1}. \quad (11)$$

При безотрывном обтекании лопатки поток движется по касательной к ее поверхности. Относительная скорость \bar{W}_1 потока после поступления на лопатку направлена по касательной к ней при входе, которая составляет угол β_{L1} с касательной к окружности входа радиусом r_1 . Величина относительной скорости

$$W_1 = \frac{V_m^0}{\sin \beta_{L1}}. \quad (12)$$

По скоростям W_1, U_1 и углу β_{L1} строится треугольник скоростей после поступления потока на лопатки, который характеризует полное воздействие лопасти на поток, и находится абсолютная скорость V_1 (см. рис. 4). Возникновение окружной составляющей скорости V_{U1} после поступления потока в колесо является следствием возмущающего действия лопастей на поток и поэтому не приводит к уменьшению создаваемого колесом напора.

Угол

$$\Delta \beta = \beta_{L1} - \beta_1 \quad (13)$$

называется углом атаки. При безударном входе угол атаки равен нулю. Для уменьшения гидравлических потерь в области колеса и улучшения его кавитационных свойств при проектировании насосов допускают на расчетном режиме угол атаки принимать $\Delta \beta = (3\dots 8)^\circ$, а в специальных случаях и значительно больше (до 15°) [4]. Входную кромку закругляют для расширения диапазона углов атаки безотрывного обтекания лопасти.

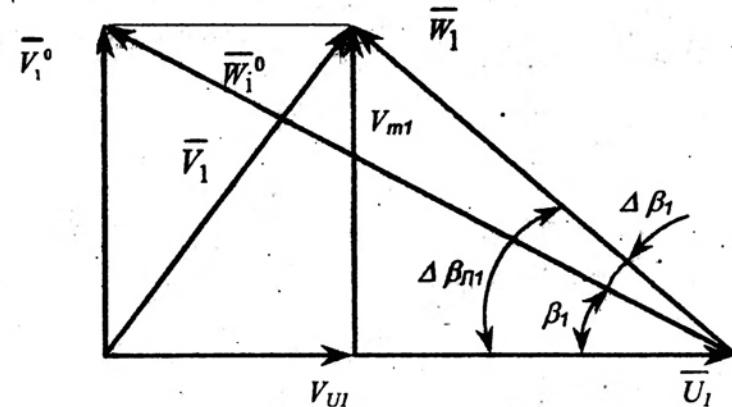


Рис. 4. Треугольник скоростей после поступления потока на лопатки

Выход потока из колеса. При выходе жидкости из колеса также строят треугольники скоростей в двух сечениях потока: до (индекс “2”) и после выхода (индекс “3”) из колеса. Оба сечения расположены близко друг от друга (см. рис. 2).

Это позволяет пренебречь силами трения, действующими на поток при переходе из одного сечения к другому, и считать, что движение происходит по инерции с сохранением окружной составляющей абсолютной скорости, то есть $V_{U_2} = V_{U_3}$. Меридиональная же составляющая при выходе из лопастного колеса уменьшается из-за того, что перестает действовать стеснение потока лопастями. Поэтому $V_{m_3} < V_{m_2}$.

При построении треугольника скоростей *до выхода из лопастного колеса* (в сечении 2–2) сначала строят треугольник скоростей при бесконечном числе бесконечно тонких лопастей (величины скоростей дополнительно маркируются верхним индексом “ ∞ ”), а затем – треугольник, учитывающий конечное число лопастей, который и соответствует действительному течению.

Величина меридиональной составляющей абсолютной скорости одинакова при конечном и бесконечном числе лопастей и определяется из уравнения неразрывности

$$V_{m_2} = V_{m_2}^{\infty} = \frac{Q_T}{\psi_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2}. \quad (14)$$

Здесь ψ_2 – коэффициент стеснения потока лопастями на выходе из рабочего колеса,

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_{L2}}. \quad (15)$$

У наиболее распространенных насосов величина ψ_2 колеблется от 0,9 (малые насосы) до 0,95 (крупные насосы).

Переносная скорость жидкости на выходе из колеса

$$U_2 = U_2^{\infty} = \omega \cdot r_2 = \frac{\omega \cdot d_2}{2}. \quad (16)$$

Окружная составляющая абсолютной скорости при бесконечном числе лопастей $V_{U_2}^{\infty}$ находится из уравнения Л. Эйлера для напора идеального колеса (содержащего бесконечно большое число лопаток и лишенного трения):

$$H_T^{\infty} = \frac{V_{U_2}^{\infty} \cdot U_2 - V_{U_1}^{\infty} \cdot U_1}{g}. \quad (17)$$

В центробежных насосах без закручивания потока перед колесом $V_{U_1}^{\infty} = 0$, тогда второе слагаемое в числителе данного уравнения отсутствует.

Зная величины скоростей $V_{m_2}^{\infty}, U_2^{\infty}, V_{U_2}^{\infty}$, можно построить треугольник скоростей на выходе из колеса при бесконечно большом числе лопастей и из него найти величины абсолютной V_2^{∞} и относительной W_2^{∞} скоростей и их направления – углы α_2^{∞} и β_{L2} соответственно. На рис. 5 приведен такой треугольник скоростей.

При конечном числе лопастей относительная скорость W_2 не следует направлению лопасти, угол установки которой на выходе из колеса равен β_{L2} , а отклоняется от нее в сторону, противоположную вращению. В результате окружная составляющая абсолютной скорости V_{U_2} становится меньше той же составляющей $V_{U_2}^{\infty}$, но рассчитанной для бесконечного числа лопастей (см. рис.5). Соответственно уменьшается напор H_T по сравнению с H_T^{∞} . Это означает, что из-за конечного числа лопастей рабочее колесо передает жидкости механической энергии меньше.

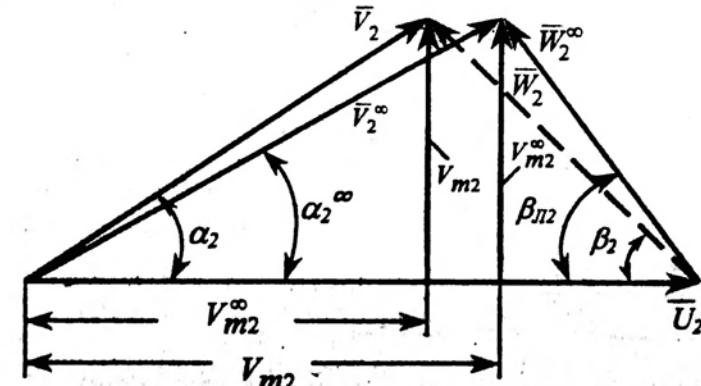


Рис. 5. Треугольники скоростей до выхода из рабочего колеса

Чтобы учесть уменьшение окружной составляющей V_{U_2} по сравнению с $V_{U_2}^{\infty}$, необходимо внести поправку на конечное число лопастей. Единых рекомендаций для ее нахождения нет. Существует несколько формул, основанных на различных гипотезах и упрощениях [3, 5, 7]. Для определения “недокрутки” можно, например, воспользоваться формулой Стодолы–Майзеля [7]

$$V_{U_2}^{\infty} - V_{U_2} = \frac{U_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_{L2}}{z} \quad (18)$$

и после этого построить треугольник скоростей, отвечающий действительному течению (см. рис. 5).

После выхода потока из колеса (в сечении 3–3 на рис. 2) меридиональная составляющая скорости

$$V_{m_3} = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_2 \cdot b_2} = \psi_2 \cdot V_{m_2}. \quad (19)$$

При выходе потока из колеса момент количества движения жидкости не изменяется, поэтому окружная составляющая после выхода потока из колеса $V_{U_3} = V_{U_2}$. По меридиональной V_{m_3} и окружной V_{U_3} составляющим абсолютной скорости V_3 , переносной скорости $U_3 = U_2$ строится треугольник скоростей по-

сле выхода потока из рабочего колеса, который на рис. 6 показан вместе с треугольником до выхода потока из колеса, и находится абсолютная скорость V_3

$$V_3 = \sqrt{V_{m3}^2 + V_{U3}^2}. \quad (20)$$

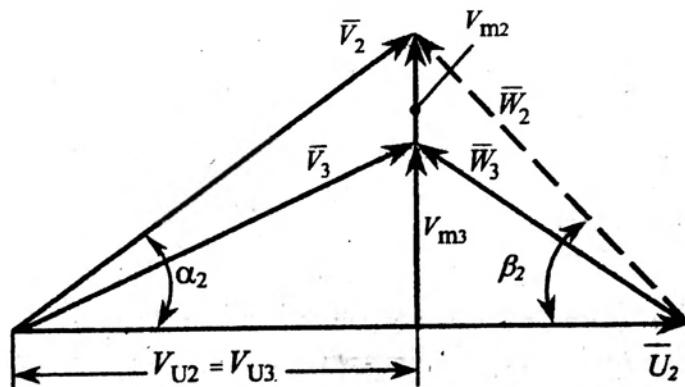


Рис. 6. Треугольники скоростей на выходе потока из рабочего колеса

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

4.1. Методы проектирования и типовые схемы лопастных насосов

Существуют два метода проектирования лопастных насосов: *метод подобия* и *расчетный метод*. Первый представляет проектирование по модели (прототипу), в качестве которой используется насос, подобный проектируемому, с хорошо отработанной конструкцией. В основе этого метода лежит пересчет геометрических параметров модельного насоса на соответствующие параметры проектируемого насоса по формулам подобия. Этот метод прост и достаточно точен. Но часто выбор насоса – прототипа с нужными свойствами подобного проектируемому вызывает затруднения. В таком случае применяют более трудоемкий расчетный метод, требующий экспериментальной доводки конструкции нового насоса до технического и технологического совершенства.

Расчетный метод строится на использовании расчетных формул, полученных на основе теории лопастных насосов и результатах статистической обработки основных параметров наиболее совершенных насосов с помощью теории подобия. При этом важен выбор конструктивной схемы насоса, которая в зависимости от подачи и напора гидромашины может быть *многоступенчатой* или *многопоточной*.

Ступень насоса состоит из рабочего колеса и отвода. На рис. 7 представлена схема многоступенчатого насоса. На одном валу располагается несколько одинаковых рабочих колес.

Жидкость последовательно проходит через них, тем самым увеличивая напор пропорционально числу ступеней. Количество ступеней в крупных насосах достигает 15...20, а в скважинных нефтяных насосах – до 300 и более. В многоступенчатых насосах используют преимущественно центробежные ступени, реже вихревые.

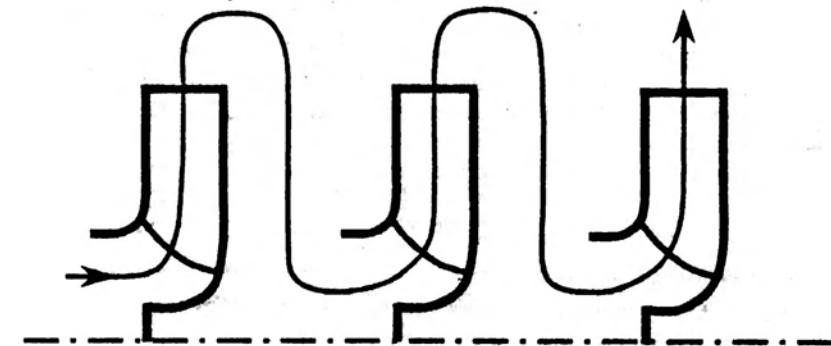


Рис. 7. Упрощенная схема многоступенчатого центробежного насоса

В многопоточных насосах на одном валу также располагается несколько одинаковых рабочих колес, но подвод жидкости к каждому из них отдельный, а отвод общий. На рис. 8, а показано колесо с двухсторонним входом, на рис. 8, б – многопоточное колесо.

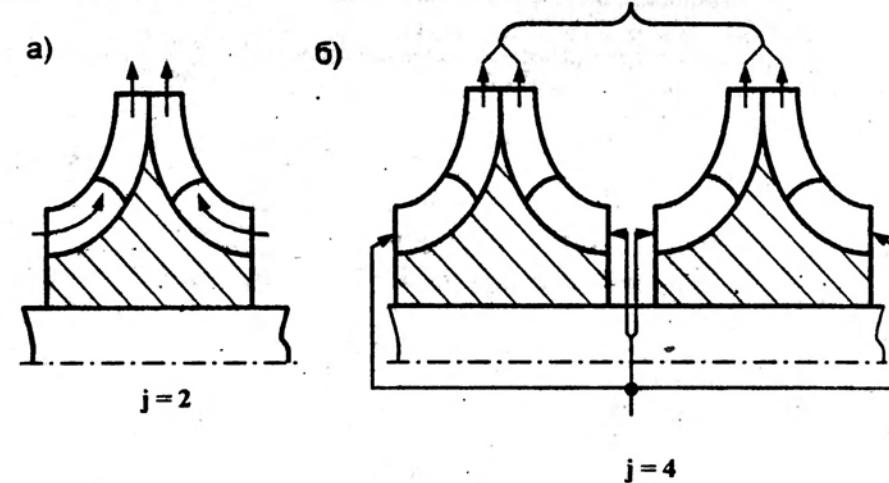


Рис. 8. Схемы подвода жидкости на вход колеса: а – колесо с двухсторонним входом; б – многопоточное колесо

Различают *геометрические* и *прочностные* расчеты. При любом методе проектирования вначале производят геометрический расчет рабочей полости насоса и

определяют её размеры. Геометрические расчеты являются предпосылкой для прочностного расчета. Поскольку при проектировании насосов применяют традиционные методы прочностного расчета, в дальнейшем будет рассмотрен только геометрический расчет лопастных насосов.

Исходными данными для проектирования насосов служат их технические показатели: подача Q , напор H , частота вращения рабочего колеса n , а также свойства перекачиваемой жидкости. Рабочее колесо является главной деталью центробежного насоса, поэтому расчет насоса начинают с расчета центробежного колеса. Данные для расчета колеса принимаются по данным для насоса в целом согласно его конструктивной схеме.

Подача колеса многопоточного насоса

$$Q_k = \frac{Q}{j}, \quad (21)$$

где j – число потоков в насосе.

Напор колеса многоступенчатого (многосекционного) насоса, состоящего из одинаковых ступеней,

$$H_k = \frac{H}{i}, \quad (22)$$

где i – число ступеней насоса.

4.2. Выбор типа насоса по коэффициенту быстроходности.

Определение числа ступеней и потоков в насосе

Обобщение показателей работы и основных геометрических параметров выполненных насосов осуществляется на основе теории подобия. Для геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, критерием подобия является коэффициент быстроходности насоса

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (23)$$

Здесь H – напор насоса, м; Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} .

Для того, чтобы лопастной насос был экономичным, коэффициент быстроходности его лопастных колес n_{sk} должен быть в пределах [4, 11]

$$40...50 < n_{sk} < 250...300.$$

Если коэффициент быстроходности насоса n_s удовлетворяет этому неравенству, то насос может быть выбран одноступенчатым с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Тогда коэффициент быстроходности насоса n_s равен коэффициенту быстроходности колеса n_{sk} :

$$n_s = n_{sk}. \quad (24)$$

Если $n_s < 40...50$, то насос следует выбрать многоступенчатым с последовательным включением рабочих колес. Общий напор насоса следует распределить по ступеням

$$H = H_{k_1} + H_{k_2} + \dots + H_{k_i}, \quad (25)$$

где H_{k_i} , H_{ki} – напор i -го колеса.

При равномерном распределении общего напора по ступеням, то есть при

$$H_{k_1} = H_{k_2} = \dots = H_{k_i} = \frac{H}{i},$$

рабочие колеса всех ступеней будут одинаковыми, и расчет сводится к определению основных параметров только одного колеса.

Если коэффициент быстроходности $n_s > 250...300$, то насос следует выбрать много-поточным с числом потоков j , кратным двум (см. рис. 8).

Для многоступенчатых и многопоточных насосов коэффициент быстроходности колеса (ступени).

$$n_{sk} = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_k}}{H_k^{3/4}}. \quad (26)$$

4.3. Некоторые результаты статистической обработки данных по существующим насосам

Обобщение показателей работы и основных геометрических параметров выполненных насосов осуществляется на основе теории подобия. Для геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, то есть насосов, имеющих одинаковый коэффициент быстроходности колеса n_{sk} , отношение $Q_k / (n \cdot L^3) = q$ одинаково. Отсюда любой линейный размер ступени можно в первом приближении определить по уравнению

$$L = \frac{1}{\sqrt[3]{q}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}. \quad (27)$$

Обозначив $1/\sqrt[3]{q} = K$ $1/\sqrt[3]{q} = K$, получим [9]

$$L = K \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}. \quad (28)$$

Здесь Q_k – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} .

Для одноступенчатого ($i=1$) и однопоточного ($j=1$) насоса подача колеса Q_k равна подаче насоса, а напор ступени H_k равен напору насоса, то есть $Q_k = Q$ и $H_k = H$.

На основании статистической обработки материалов по имеющимся центробежным насосам получены следующие зависимости коэффициента K от коэффициента быстроходности ступени n_{sk} [9].

1. Для определения **наружного диаметра d_2 рабочего колеса**

$$d_2 = K_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}, \text{ м.} \quad \text{Здесь } K_2 = 9,35 \cdot \sqrt{\frac{100}{n_{sk}}}. \quad (29)$$

2. Для нахождения **ширины b_2 колеса на выходе**

$$b_2 = K_B \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}, \text{ м} \quad (30)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } n_{sk} \leq 200 \quad K_B = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{n_{sk}}{100}}; \\ \text{при } n_{sk} > 200 \quad K_B = 0,635 \cdot \left(\frac{n_{sk}}{100} \right)^{5/6} \end{array} \right\} \quad (31)$$

3. При вычислении **приведенного диаметра входа в рабочее колесо**

$$d_{np} = \sqrt{d_0^2 - d_{BT}^2} = K_{BX} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}, \text{ м} \quad (32)$$

для первой ступени многоступенчатых и для одноступенчатых насосов принимают $K_{BX} = 4,0 \dots 4,5$; для остальных ступеней многоступенчатых насосов $K_{BX} = 3,5 \dots 4,0$; для колес с повышенными кавитационными качествами $K_{BX} = 4,5 \dots 6,0$ [9].

Выбор числа лопаток z при отсутствии каких-либо особых требований к насосу осуществляется в зависимости от коэффициента быстроходности и размеров колеса. Рекомендуемое число лопаток приведено в табл.1 [9].

Таблица 1

n_{sk}	50...60	60...180	180...350	350...600
z	9...8	8...6	6	6...5

Для насосов малых размеров выбирают меньшее число лопаток, чтобы уменьшить стеснение потока лопатками, толщина которых с уменьшением размеров колеса относительно возрастает.

Толщина лопаток определяется технологическими соображениями и прочностью, а иногда и требованиями износостойкости (например, у землесосов). Лопатки утоняют вблизи входа для уменьшения стеснения потока (обычно в два раза). Рекомендуется толщину лопаток выбирать, ориентируясь на выполненные конструкции. Например, рабочие колеса из стали 20Л, 2Х13 и Х18Н12М3ТЛ, изготовленные литьем по выплавляемым моделям с последующей обработкой кромок лопаток, имеют приближенно толщины лопаток, представленные в табл.2 [9]:

Таблица 2

$D_2, \text{мм}$	$\delta_1, \text{мм}$	$\delta_2, \text{мм}$	$\delta_{\max}, \text{мм}$
100	1,0...1,5	3,0	4,0
200	1,0...1,5	3,5...4,0	4,0...5,0
300	1,5...2,5	4,0...5,0	6,0...7,0
500	3,0...4,0	5,0...6,0	7,0...8,0
800	4,0...5,0	8,0...10,0	10,0...14,0

Выбор угла лопатки на выходе β_{L2} определяется коэффициентом быстроходности и требуемой формой напорной характеристики насоса. На основании опытно-статистических данных в табл.3 указаны ориентировочные средние цифры по отечественным гидромашинам [1, 2, 7].

Таблица 3

n_{sk}	β_{L2}
50...100	35°...25°
100...200	27°...23°
250...400	22°...18°

В отдельных случаях, когда требуется большой напор, угол β_{L2} может выбираться до 40°. При этом межлопастной канал получает большую диффузорность, что снижает к.п.д. колеса. Применение больших углов β_{L2} , ограничивается также увеличением потерь в отводящих диффузорных устройствах, так как при этом для динамического напора, преобразуемого в этих устройствах в статический, сильно возрастает.

Предварительная оценка к.п.д. насоса может быть выполнена на основе формул, предложенных профессором А.А. Ломакиным [6] для определения:

— **внутреннего механического к.п.д.**, учитывающего дисковые потери в насосе,

$$\eta_M = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_{sk}^2}} = \left(1 + \frac{820}{n_{sk}^2} \right)^{-1} = \left[1 + \left(\frac{28,6}{n_{sk}} \right)^2 \right]^{-1}; \quad (33)$$

— **гидравлического к.п.д.**

$$\eta_G = 1 - \frac{0,42}{(\lg d_{Pi} - 0,172)^2}, \quad (34)$$

где d_{Pi} — приведенный диаметр входа в рабочее колесо, мм;

— **объемного к.п.д.**

$$\eta_0 = \left(1 + 0,68 \cdot n_{sk}^{-2/3} \right)^{-1} = \left(1 + \frac{0,68}{n_{sk}^{2/3}} \right)^{-1}. \quad (35)$$

Полный ожидаемый к.п.д. насоса

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_G \cdot \eta_M. \quad (36)$$

Мощность насоса

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (37)$$

Здесь ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Q – подача насоса, м³/с; H – напор насоса, м.

Максимальная расчетная мощность на валу насоса

$$N_{\max} = K \cdot N, \quad (38)$$

где K – коэффициент запаса.

Коэффициент запаса K в зависимости от мощности N можно принимать из рекомендаций, приведенных в таблице 4 [10].

Таблица 4					
N , кВт	До 1,0	1...2	2...5	5...50	Более 50
K	1,30...1,40	1,40...1,20	1,20...1,15	1,15...1,10	1,10...1,05

5. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

5.1. Определение диаметра вала и втулки колеса

При определении диаметра вала и втулки предварительно рассчитывают **максимальный момент**, приложенный к валу насоса (рабочего колеса)

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega} = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}, \quad (39)$$

где N_{\max} – максимальная мощность на валу насоса, Вт; ω и n – угловая скорость и частота вращения вала насоса соответственно, с⁻¹ и об/мин.

Диаметр вала d_B в месте посадки колеса определяют упрощенным расчетом на кручение

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,2 \cdot \tau_{\text{доп}}}}. \quad (40)$$

Здесь $\tau_{\text{доп}}$ – допустимый предел прочности материала, Н/м². Полученное значение округляют до величины, соответствующей государственному стандарту.

Диаметр втулки (ступицы) d_{BT} рабочего колеса вычисляют по формуле [11]

$$d_{BT} = (1,2 \dots 1,25) \cdot d_B. \quad (41)$$

Большее значение коэффициента принимают для меньших значений диаметра вала, учитывая при этом высоту шпонки.

Длину втулки l_{BT} можно найти следующим образом [11]

$$l_{BT} = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_{BT}. \quad (42)$$

5.2. Определение основных размеров на входе в лопастное колесо

Важным входным геометрическим параметром лопастного колеса является приведенный диаметр

$$d_{np} = \sqrt{d_0^2 - d_{BT}^2}. \quad (43)$$

Для его определения существует несколько формул. Одна из них – формула (32) – основана на статистической обработке данных по выполненным насосам с помощью теории подобия, другая – на определении средней скорости потока жидкости во входном сечении колеса

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot V_0}}. \quad (44)$$

Для обычных насосов средняя скорость при входе в насос V_0 , обеспечивающая высокие кавитационные и гидравлические качества, определяется по формуле С.С. Руднева [9, 11]

$$V_0 = \alpha \cdot \sqrt[3]{Q_T \cdot n^2}, \quad (45)$$

где Q_T – расход жидкости сквозь колесо, [м³/с]; n – частота вращения вала, [мин⁻¹]; α – коэффициент, принимаемый для ступеней со спиральным отводом в пределах 0,06...0,08; для ступеней с лопастными отводами – 0,08...0,10.

Диаметр входной воронки рабочего колеса в соответствии с (43)

$$d_0 = \sqrt{d_{np}^2 + d_{BT}^2}. \quad (46)$$

Диаметр входа в рабочее колесо d_1 вычисляют в зависимости от расположения входных кромок лопастей. В свою очередь, расположение входных кромок зависит от требуемых кавитационных свойств насоса, от наличия подпора, от коэффициента быстродействия. Для насосов, работающих в благоприятных условиях в отношении кавитации, при $n_{sk} \leq 90$ $n_{sk} \leq 90$, т.е. при большой разнице диаметров d_2 и d_0 , рекомендуется принимать

$$d_1 = (0,9 \dots 1,1) \cdot d_0. \quad (47)$$

У таких колес входная кромка располагается параллельно оси колеса, либо наклонена к оси на угол $\gamma = 15^\circ \dots 30^\circ$, а лопасти образуются цилиндрическими поверхностями, которые проектируются в плане линиями (рис. 9,а).

При $n_s = 90 \dots 300$, т.е. при малой разнице диаметров d_2 и d_0 , входную кромку следует располагать на диаметрах $d_1 < d_0$. В этом случае

$$d_1 = (0,7 \dots 0,9) \cdot d_0, \quad (48)$$

где меньшее значение соответствует колесам с большим коэффициентом быстродействия n_s .

При таком соотношении диаметров входные кромки лопастей находятся в зоне поворота, а иногда и перед ней. Это увеличивает стабильность напорной ха-

рактеристики насоса, улучшает его кавитационные свойства ввиду увеличения поверхностей лопастей и уменьшения окружной скорости. При этом форма лопастей на входе в рабочее колесо должна обеспечивать равномерное натекание потока жидкости на их поверхности. Последнее достигается за счет переменного угла β_{L1} вдоль входной кромки лопасти, т.е. лопасть приобретает двойную кривизну (см. рис. 9, б).

Таким образом, в общем случае диаметр входа в рабочее колесо

$$d_1 = (0,7 \dots 1,1) \cdot d_0. \quad (49)$$

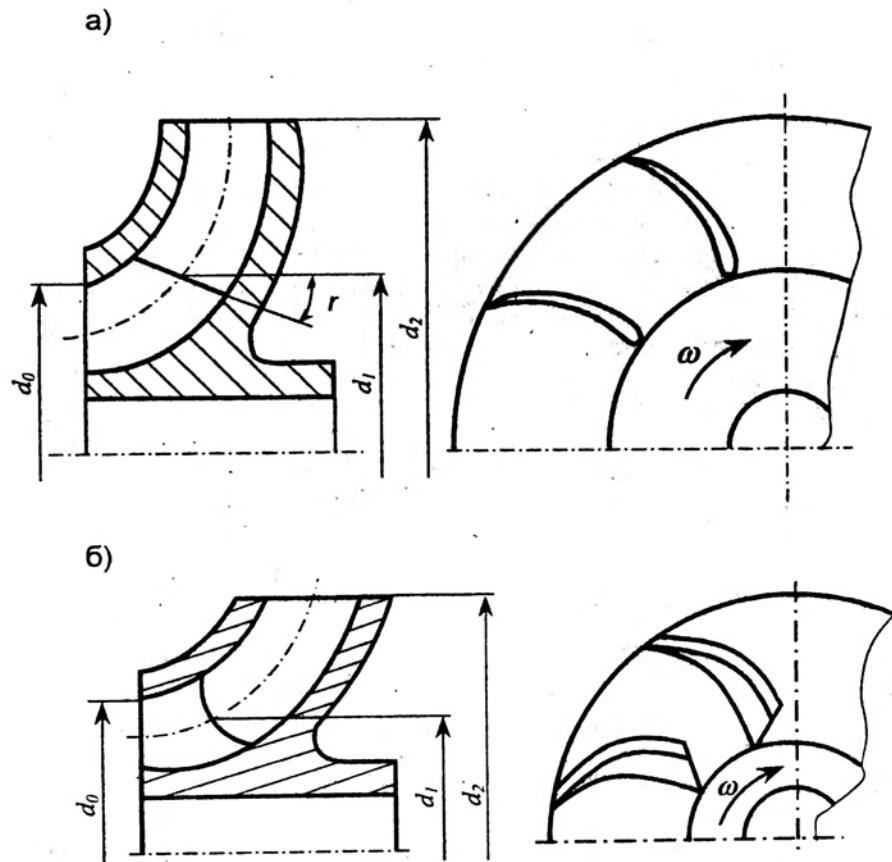


Рис. 9. Профили лопастей: а – цилиндрические лопасти; б – лопасти двойной кривизны

Вместе с тем, принимая во внимание наличие вихревых зон, неравномерность распределения меридиональных скоростей после поворота в канале колеса (что затрудняет точный расчет меридиональной составляющей абсолютной скорости перед входом на лопатки V_{m0}), принимают [5]

$$V_{m0} = V_0. \quad (50)$$

Однако для колес первых ступеней многоступенчатых насосов в целях получения высоких кавитационных качеств одновременно с уменьшением d_1 принимают

$$V_{m0} = (0,5 \dots 0,7) \cdot V_0. \quad (51)$$

Меридиональную составляющую абсолютной скорости на входе на лопатки V_{m1} определяют по формуле

$$V_{m1} = \frac{V_{m0}}{\psi_1} = \frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot (d_0^2 - d_{BT}^2) \cdot \psi_1}, \quad (52)$$

где ψ_1 – коэффициент стеснения потока жидкостя лопастями на входе.

Затем, строят треугольники скоростей на входе рабочего колеса (см. рис. 3, 4), предварительно определив переносную скорость средней точки входной кромки лопасти U_1 по формуле (6), и находят угол β_1 , под которым поток жидкости входит в межлопастные каналы рабочего колеса

$$\beta_1 = \arg \frac{V_{m1}}{U_1}. \quad (53)$$

Принимают возможный угол атаки потоки на лопасти $\Delta\beta$ в пределах

$$\Delta\beta = 3 \dots 8^\circ$$

и находят угол наклона лопасти на входе в рабочее колесо

$$\beta_{L1} = \beta_1 + \Delta\beta, \quad (54)$$

который должен находиться в пределах $\beta_{L1} = 15 \dots 30^\circ$. В противном случае следует заново пересчитать диаметр d_1 по формуле (49), выбрав другой числовой коэффициент, или изменить угол атаки $\Delta\beta$.

При малых углах β_1 выбирают большие углы атаки с тем, чтобы получить больший входной угол лопасти, ибо малые углы β_{L1} приводят к неблагоприятной форме межлопастного канала (длинный узкий канал) и большому стеснению входного сечения лопастями. Когда требуется повысить кавитационные качества колеса, значение $\Delta\beta$ допускается повысить до 15° , однако при этом уменьшается к.п.д. насоса.

Ширину межлопастного канала на входе в рабочее колесо b_1 определяют по формуле

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_1 \cdot V_{m0}} = \frac{Q}{\eta_0 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot V_{m0}}. \quad (55)$$

В дальнейшем после определения основных размеров на выходе из рабочего колеса и окончательном выборе числе лопастей z , пользуясь рекомендациями на с. 16 и таблицей 2, задаются толщиной δ_1 лопастей на входе в колесо. Затем по формуле (10) вычисляют коэффициент стеснения ψ_1 потока лопастями при входе и сопоставляют с ранее принятым значением. В случае необходимости повторяют расчет.

5.3. Определение основных размеров на выходе из рабочего колеса

Выходной диаметр рабочего колеса d_2 определяется из условия обеспечения заданного напора

$$H = H_T^\infty \cdot \mu \cdot \eta_T, \quad (56)$$

где H_T^∞ – напор насоса при бесконечно большом числе лопаток, перекачивающего идеальную (невязкую) жидкость; η_T – гидравлический к.п.д.; μ – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопастей на напор. Величина коэффициента μ всегда меньше единицы и зависит от конструкции насоса.

Для расчета μ находят применение формула Пфлейдерера [8]

$$\mu = \left(1 + \frac{2 \cdot \varphi \cdot d_2^1}{z \cdot (d_2^2 - d_1^2)} \right)^{-1}, \quad (57)$$

где φ – поправочный множитель. Для его определения при $n_s=70 \dots 150$ рекомендуется эмпирическая формула [8]:

$$\varphi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2. \quad (58)$$

Величина первого слагаемого зависит от шероховатости проточной части колеса. Для тщательно изготовленных колес принимается нижний предел. Влияет также конструкция отвода потока жидкости от колеса: для спиральной камеры поправка больше, для лопаточного отвода – меньше [8].

При $n_s=150 \dots 200$ для вычисления множителя φ пользуются формулой Г.Ф. Прокскуры

$$\varphi = 1,6 \cdot \left[\sin \beta_2 + \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (59)$$

а при $n_s > 200$ – формулой Зибрехта [11]:

$$\varphi = \left[1,7 + 13,3 \cdot \left(\frac{V_{m_2}}{U_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right] \cdot \sin \beta_2. \quad (60)$$

Сопоставляя выражения (57) – (60), видно, что для учета влияния конечного числа лопастей на расчетный напор необходимо знать основные размеры колеса. Поэтому наружный диаметр d_2 и другие размеры колеса определяются методом последовательного приближения.

В качестве первого приближения диаметр d_2 и ширину b_2 рабочего колеса рассчитывают по формулам (29) и (30), полученным на основе теории подобия и статистической обработки данных по существующим насосам. Затем с помощью соотношений (14) и (16) находят меридиональную составляющую V_{m_2} абсолютной скорости и окружную скорость U_2 на выходе из колеса.

Для определения коэффициента ψ_2 стеснения потока лопатками задаются числом лопастей z , их толщиной δ_2 и углом установки лопасти β_{L_2} на выходе, пользуясь данными таблиц 1, 2 и 3. Коэффициент стеснения ψ_2 рассчитывают по формуле (15).

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе V_{U_2} находится, исходя из заданного напора, по формуле Эйлера

$$H_T^\infty = \frac{U_2 \cdot V_{U_2}^\infty}{g}.$$

Откуда

$$V_{U_2}^\infty = \frac{g \cdot H_T^\infty}{U_2} = \frac{g \cdot H}{\mu \cdot \eta_T \cdot U_2}, \quad (61)$$

где коэффициент влияния конечного числа лопастей μ в первом приближении принимают равным 0,8.

По найденным $U_2, V_{U_2}^\infty$ и $V_{U_2}^\infty$ находят угол β_{L_2} . Для этого строят треугольник скоростей на выходе из колеса (см. рис. 6) или пользуются соотношением

$$\operatorname{ctg} \beta_{L_2} = \frac{U_2 - V_{U_2}^\infty}{V_{m_2}}. \quad (62)$$

Затем по формуле К. Пфлейдерера уточняют число лопастей z [8]

$$z = 6,5 \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sin \frac{\beta_{L_1} + \beta_{L_2}}{2}, \quad (63)$$

где $m = \frac{d_2}{d_1}$.

Полученное число лопастей округляют до целого и заново вычисляют угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса

$$\beta_{L_2} = 2 \cdot \arcsin \frac{z \cdot (m-1)}{6,5 \cdot (m+1)} - \beta_{L_1}. \quad (64)$$

Далее рассчитывают по соотношениям (57) – (60) коэффициент μ , учитывающий конечное число лопастей в колесе, уточняют напор при бесконечно большом числе лопастей H_T^∞ по формуле (56), коэффициент ψ_2 по формуле (15) и скорость V_{m_2} по формуле (14). Затем по соотношению

$$U_2 = \frac{V_{m_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{L_2}}{2} + \sqrt{\left(\frac{V_{m_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{L_2}}{2}\right)^2 + H_T^\infty \cdot g}, \quad (65)$$

выведенному из уравнения Эйлера, повторно вычисляют окружную скорость на выходе колеса U_2 , а по выражению

$$d_2 = \frac{2 \cdot U_2}{\omega}; \quad b_2 = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_2 \cdot \psi_2 \cdot V_{m_2}}, \quad (66)$$

— диаметр на выходе колеса d_2 и ширину межлопастного канала на выходе b_2 соответственно.

Затем сопоставляют полученные значения d_2 и b_2 с ранее вычисленными. В случае расхождения более, чем на 5%, следует заново по формулам (16) и (14) найти скорости U_2 и V_{m_2} , уточнить число лопастей по формуле (63) и угол установки лопастей на выходе β_{L_2} по соотношению (62), коэффициент μ по формулам (57) – (60), теоретический напор H_T^∞ по формуле (56), заново найти U_2 по формуле (65), диаметр d_2 и ширину b_2 по формулам (66).

После нахождения основных геометрических параметров рабочей полости насоса ($d_0, d_1, d_2, b_1, b_2, d_0, d_1, d_{BT}, l_{BT}, \beta_{L_1}, \beta_{L_2}$) приступают к профилированию меридионального сечения проточной части рабочего колеса.

6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КАНАЛА ЛОПАСТНОГО КОЛЕСА В МЕРИДИОНАЛЬНОМ СЕЧЕНИИ

Для получения высоких энергетических и кавитационных качеств колеса профилирование его канала в меридиональном сечении выполняют с таким расчетом, чтобы обеспечить плавное изменение скоростей потока от входного сечения колеса до выхода из него. С этой целью задаются графиком изменения скоростей в функции от радиуса r или длины средней линии тока l . Поэтому в зависимости от коэффициента быстроходности n_s и обеспечения требуемых кавитационных качеств колеса рассмотрим несколько наиболее характерных случаев профилирования [10].

I. Профилирование канала с обычными кавитационными качествами при $n_s < 90...100$. Такие колеса имеют цилиндрические лопасти, расположенные в радиальной части канала. Профилирование канала колеса в меридиональном сечении производится в следующей последовательности. На ось вращения ox наносят перпендикулярно к ней линию BN (рис. 10). На расстоянии $r_2 = 0.5d_2$ от линии BN параллельно оси вращения откладывают отрезок длиной, равной b_2 .

Затем проводят линии, параллельные оси ox , отстоящие от последней на радиусах: втулки r_{BT} , входной горловины r_0 и выхода на лопасть r_1 . Справа строят

график зависимости меридиональной скорости V'_m (без учета стеснения потока лопatkами) от радиуса колеса r , полагая равенство меридиональной V'_m и абсолютной V_0 скоростей потока при входе и принимая линейный закон изменения скорости от $V'_{m_1} = V_{m_0}$ на входе (при $r = r_1$) до $V'_{m_2} = V_{m_3}$ на выходе (при $r = r_2$).

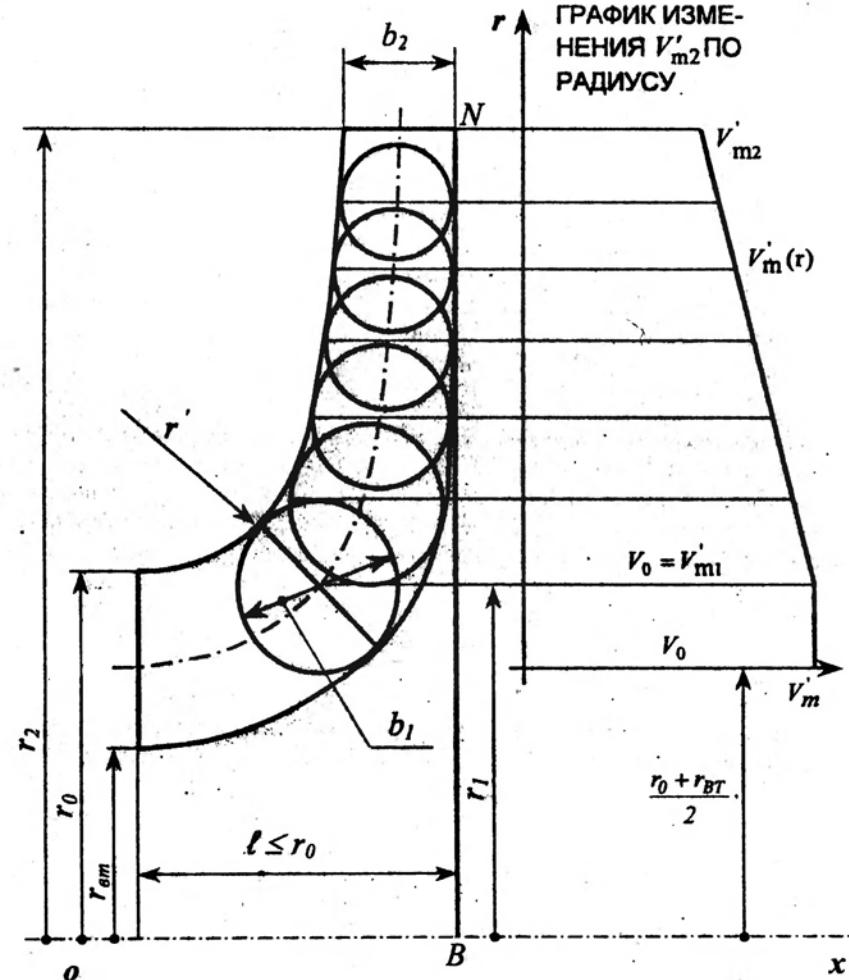


Рис. 10. Профилирование канала колеса в меридиональном сечении

При определении V'_{m_1} и V'_{m_2} (по уравнениям (9) и (14) соответственно) принимают $\psi_1 = \psi_2 = 1$, а расход жидкости сквозь колесо определяют по соотношению

(5). Имея из графика для любой точки произвольного радиуса r_i величину V'_{m_i} , по уравнению неразрывности получают значение ширины канала b_i ,

$$b_i = \frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot V'_{m_i}}. \quad (67)$$

Получив, таким образом, для различных точек ширину канала, проводят окружности радиусом $b_i/2$, касательно к линии BN . Наносят огибающую к этим окружностям, не доводя до линии, удаленной от оси ox на расстояние r_0 . Затем проводят окружность радиусом r' , плавно сопрягающуюся с линией r_0 . В дальнейшем окружности радиусами $r_i = b_i/2$ проводят касательно к дуге окружности радиуса r' . Наконец, таким же образом справа (по контуру, соответствующему ведущему диску) проводят огибающую до сопряжения с линией r_{BT} . В случае необходимости контуры канала корректируют по конструктивно-технологическим соображениям и определяют окончательно положение средней линии тока. В целях избежания резкого поворота потока необходимо добиваться, чтобы кривизна средней линии тока удовлетворяла условию

$$\frac{R_{cp}}{b_1} \geq 1. \quad (68)$$

II. Профилирование канала колеса с обычными кавитационными качествами при $n_s > 100$. Рабочие колеса при такой быстроходности имеют лопати двойной кривизны (см. рис. 9, б). Канал колеса в этом случае профилируют последовательным приближением. В первом приближении профиль канала в меридиональном сечении можно получить по указанному ранее способу, т.е. так же, как и для колес с цилиндрическими лопатками. В дальнейшем контур канала корректируют, для чего график скоростей строят уже в зависимости от длины средней линии тока и при необходимости корректируют вновь.

III. Профилирование канала колеса с повышенными кавитационными качествами при любом n_s . Меридиональное сечение канала строят подобно случаю, описанному в п. II. При этом скорость в точке на средней линии у входной кромки лопати принимают $V'_{m_1} \approx (0,5..0,7) \cdot V_0$, а радиус $r_1 = (0,9..0,6) \cdot r_0$. Это позволяет иметь расширенное сечение потока на входе колеса, что, в свою очередь, обеспечивает более высокие кавитационные качества колеса за счет снижения скорости. Для плавного изменения канала колеса в меридиональном сечении необходимо обеспечить плавное изменение эпюры скоростей от V_0 до V'_{m_1} и от V'_{m_1} до V'_{m_2} в соответствии с их расчетными значениями, полученными ранее.

7. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАСТИ

У рабочих колес с обычными кавитационными качествами и коэффициентами быстроходности $n_s < 90..100$ направление средней линии тока в меридиональном сечении практически совпадает с направлением радиуса. Поэтому лопати таких

колес выполняют с цилиндрической поверхностью, образующая которой параллельна оси колеса [10].

Дифференциальное уравнение средней линии контура лопасти в плане

$$d\Theta = \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg}\beta_L}, \quad (69)$$

которое выводится следующим образом [10]. Из треугольника AOC (рис. 11) имеем

$$AC = r \cdot \sin d\Theta,$$

а из треугольника ABC –

$$AC = \frac{dr}{\operatorname{tg}\beta_L}.$$

Приравнивая правые части последних двух формул и, сделав преобразования, получим исходное уравнение (69).

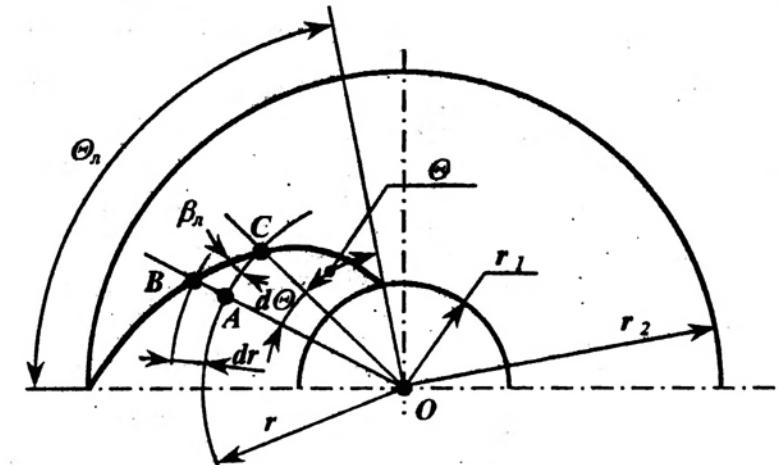


Рис. 11. К выводу дифференциального уравнения средней линии лопасти

Координаты средней линии контура лопасти в плане находятся из интегрального уравнения

$$\Theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \operatorname{tg}\beta_L}, \quad (70)$$

которое получено, исходя из условия, что при $r = r_1 = 0,5 \cdot d_1$ угол $\Theta = 0$ (см. рис. 11). Здесь Θ – центральный угол охвата части лопати колеса между начальной точкой (с радиусом r_1) и промежуточной точкой (с радиусом r); β_L – текущий (соответствующий точке с радиусом r) угол наклона лопати. Очевидно, центральный угол охвата всей лопати Θ_L находится из уравнения (70), в котором верхний предел интегрирования $r = r_2 = 0,5 \cdot d_2$.

Движение жидкости в колесе с наименьшими гидравлическими потерями возможно лишь при безотрывном обтекании лопастей потоком. Однако установить аналитическую зависимость между углом β_L и радиусом r , отвечающую этому условию, сложно. Поэтому интеграл (70) решается методом численного интегрирования. Для этого среднюю линию тока меридионального сечения канала колеса разбивают на «к» равных элементарных отрезков (см. рис. 10), обычно $k \geq 10$. Обозначая подынтегральную функцию как

$$B_i(r) = \frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_L}, \quad (71)$$

получают приращение центрального угла

$$\Delta\Theta_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r, \quad (72)$$

где Δr – приращение радиуса, определяемое как разность между радиусами в начале и конце рассматриваемого элементарного отрезка; B_i и B_{i+1} – значения подынтегральной функции в начале и конце отрезка.

Очевидно,

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{k}. \quad (73)$$

Полный угол охвата лопасти (в градусах)

$$\Theta_L = \frac{180^0}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r. \quad (74)$$

Для определения величины подынтегральной функции B_i , исходя из условия безотрывного обтекания лопасти потоком, задаются плавным изменением относительной скорости W (кривая 1 на рис. 12) и толщины лопасти δ (кривые 2 и 3 на рис. 12) в функции радиуса в пределах от r_1 до r_2 , причем рекомендуется толщину лопасти выбирать или одинаковой по длине, или уменьшающейся к концам [10].

При наличии меридионального сечения канала колеса (см. рис. 10), полученного в предыдущем пункте, и графиков зависимости W и δ от радиуса (см. рис. 12) текущий угол наклона лопасти β_{L_i} , соответствующий радиусу $r_1 \leq r_i \leq r_2$, определяют по уравнению [10]

$$\sin \beta_{L_i} = \frac{V'_m}{W_i} \cdot \left(\frac{t}{t - \delta} \right), \quad (75)$$

которое получено из выражения (12) для относительной скорости

$$W = \frac{V_m}{\sin \beta_L} = \frac{V'_m}{\psi \cdot \sin \beta_L} = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{t}} \cdot \frac{V'_m}{\sin \beta_L}.$$

Здесь t и ψ – текущие шаг решетки лопастей и коэффициент стеснения решетки. В уравнении (75) скорость W и толщину δ снимают с графика (см. рис. 12), шаг решетки вычисляют по формуле

$$t = \frac{2\pi \cdot r}{z}, \quad (76)$$

а меридиональную составляющую абсолютной скорости V'_m снимают с графика на рис. 10. Затем по формулам (71)...(74) определяют функцию B_i , приращение центрального угла $\Delta\Theta_i$ и полный угол охвата лопасти Θ_L . Весь расчет координат средней линии контура лопасти в плане сводят в таблицу.

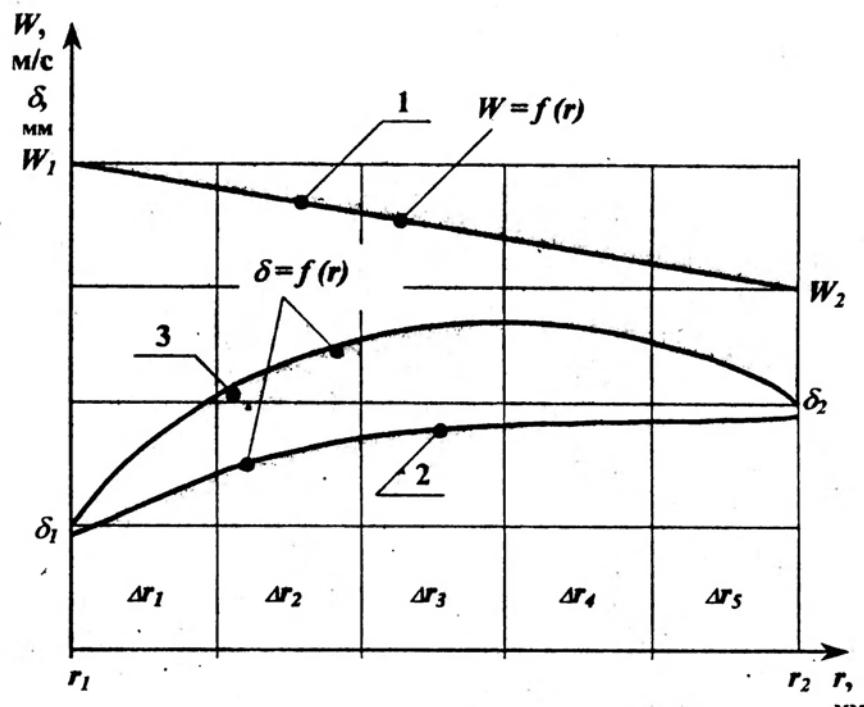


Рис. 12. График зависимости относительной скорости W и толщины лопасти δ от радиуса

В заключении приступают к графическому профилированию контура лопасти. Для этого вычерчивают в масштабе поперечное сечение контура рабочего колеса. Делят промежуток между входным r_1 и выходным r_2 радиусами на k частей и проводят окружности радиусами $r_{i+1} = r_i + \Delta r$ (рис. 13). На контур поперечного сечения колеса наносят радиальные лучи, символизирующие приращения $\Delta\Theta_i$ центрального угла. При этом, каждый луч проводят до пересечения с соответствующей ему окружностью (рис. 13). В результате получают “скелет” профиля

лопасти – его среднюю линию. Наконец, из точек на средней линии, как из центров, проводят окружности диаметром, равным толщине δ_i лопасти на данном радиусе. Огибающая окружностей и будет контуром лопасти в плане.

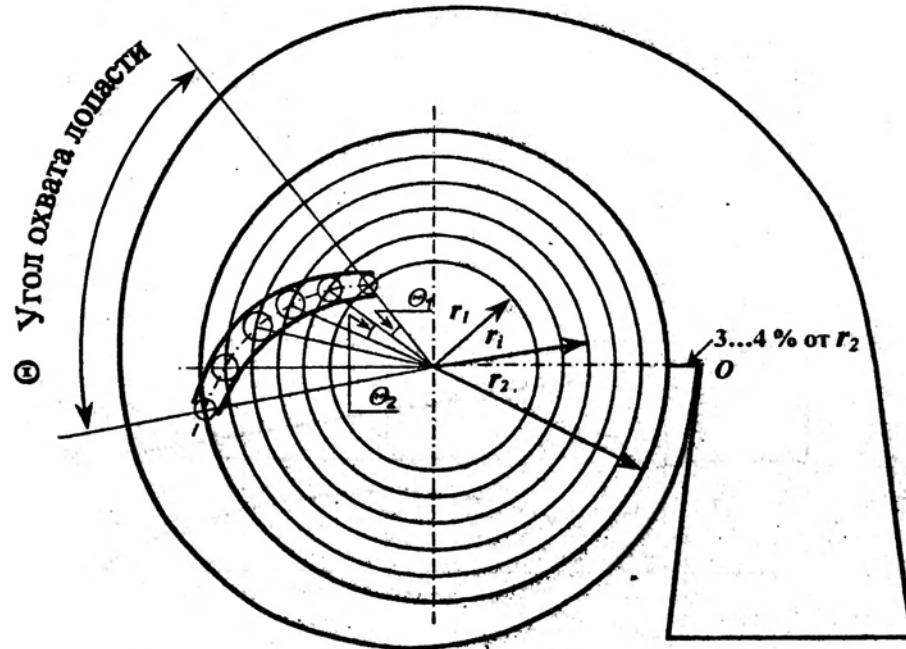


Рис. 13. Контур межлопастного канала в поперечном сечении

Рабочие колеса с коэффициентом быстроходности $n_s > 100$ выполняют с лопастями двойной кривизны. При этом входную кромку лопастей таких колес располагают в области поворота потока из осевого направления в радиальное. В практике насосостроения широко применяется упрощенный метод расчета лопастей двойной кривизны, основанный на предположении о равномерном распределении относительной скорости в живых сечениях потока. Подробные сведения о методе профилирования лопастей двойной кривизны приводятся в научно-технической и учебной литературе [4, 10, 11].

8. ВЫБОР ТИПА И РАСЧЕТ ПОДВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА

Подводящее устройство должно обеспечивать при входе в лопастное колесо:

- осесимметричный поток с возможно более равномерным распределением скоростей по живому сечению;

б) нулевое значение начального момента окружной составляющей абсолютной скорости ($V_{U_0} \cdot r_0 = 0$);

в) изменение средней скорости потока от значения во всасывающем трубопроводе до величины при входе в колесо.

При проектировании подводящих каналов следует также учитывать возможность работы насоса в режиме, отличном от расчетного, когда возникают противотоки и образуются осевой вихрь (при малых подачах). Для большей устойчивости потока в подводящем канале скорости должны постепенно нарастать от входного патрубка к входу в колесо. При этом размеры входного патрубка определяются живым сечением всасывающего трубопровода, который рассчитывается по условию не превышения величины допустимых гидравлических сопротивлений, а для обеспечения выравнивания поля скорости по живому сечению потока непосредственно перед входом в колесо располагается конфузор, повышающий скорость потока на 15...20 % (до величины V_0 , принятой на входе в колесо при расчете).

В насосах с консольно расположенным рабочим колесом широко применяются подводы в виде **конфузоров с прямолинейной осью** (рис. 14) и **криволинейной осью** (рис. 15, 16).

Прямолинейный конфузор – это конический патрубок с прямолинейной осью (см. рис. 14), в котором иногда устанавливается решетка в виде пластин. Решетка обеспечивает поступление потока в рабочее колесо без вращения ($V_{U_1} = 0$). Поток в конфузоре движется ускоренно, что обеспечивает течение жидкости в канале с минимальными гидравлическими потерями и выравнивание поля скорости перед входом в рабочее колесо. Прямолинейный конфузор является наилучшим типом подводящего канала.

Подводящее устройство в виде колена с большим радиусом представляет собой конфузор с криволинейной осью (см. рис. 15). Его рекомендуется применять для насосов с $n_s \leq 100$ [3, 4].

В преобладающем числе конструкций насосов вал опирается на подшипники с двух сторон лопастного колеса и жидкость подводится к колесу сбоку. Поэтому возникает необходимость создания условий обтекания втулки вала без образования вихревой зоны за валом. С этой целью подводу придается полусpirальная форма, при которой осевая линия канала *ab* проходит касательно к окружности входа в колесо диаметром D_0 (см. рис. 16). Полусpirальный подвод состоит из следующих участков (см. рис. 16) [6]:

- перехода от всасывающего трубопровода диаметром D_s к начальному сечению подводящего канала 9 – 10;
- подводящего канала с начальным сечением 9 – 10 и спирального канала от сечения 8 до сечения 1;
- конфузора с концевыми диаметрами D_1 и D_0 , расположенного перед входом в рабочее колесо.

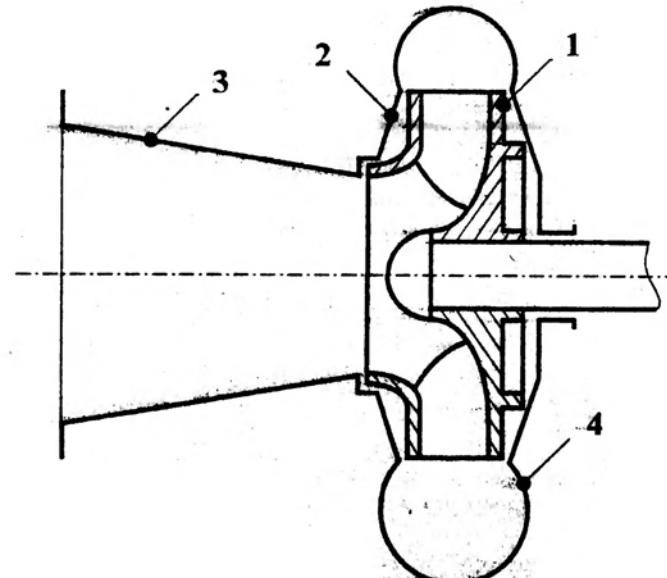


Рис. 14. Подводящий канал – прямолинейный конфузор:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – подвод (прямолиней-
ный конфузор); 4 – отвод

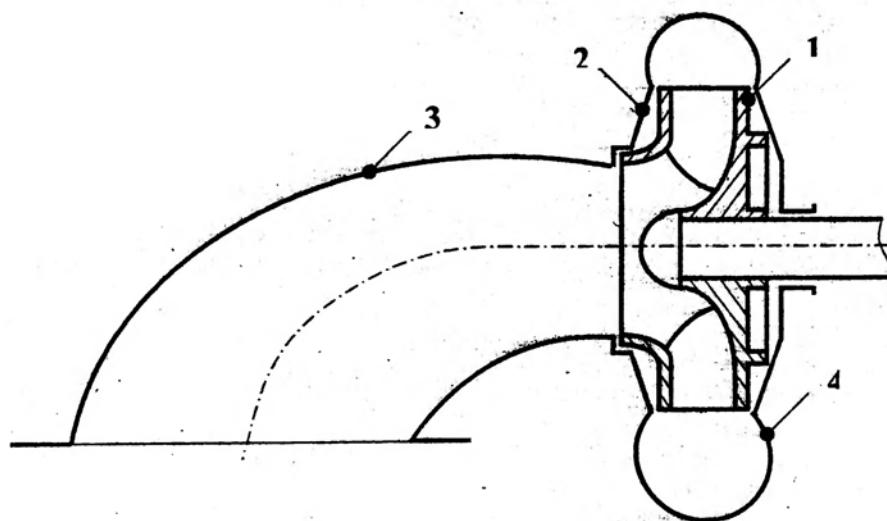


Рис. 15. Подводящий канал – конфузор с криволинейной осью:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – подвод; 4 – отвод

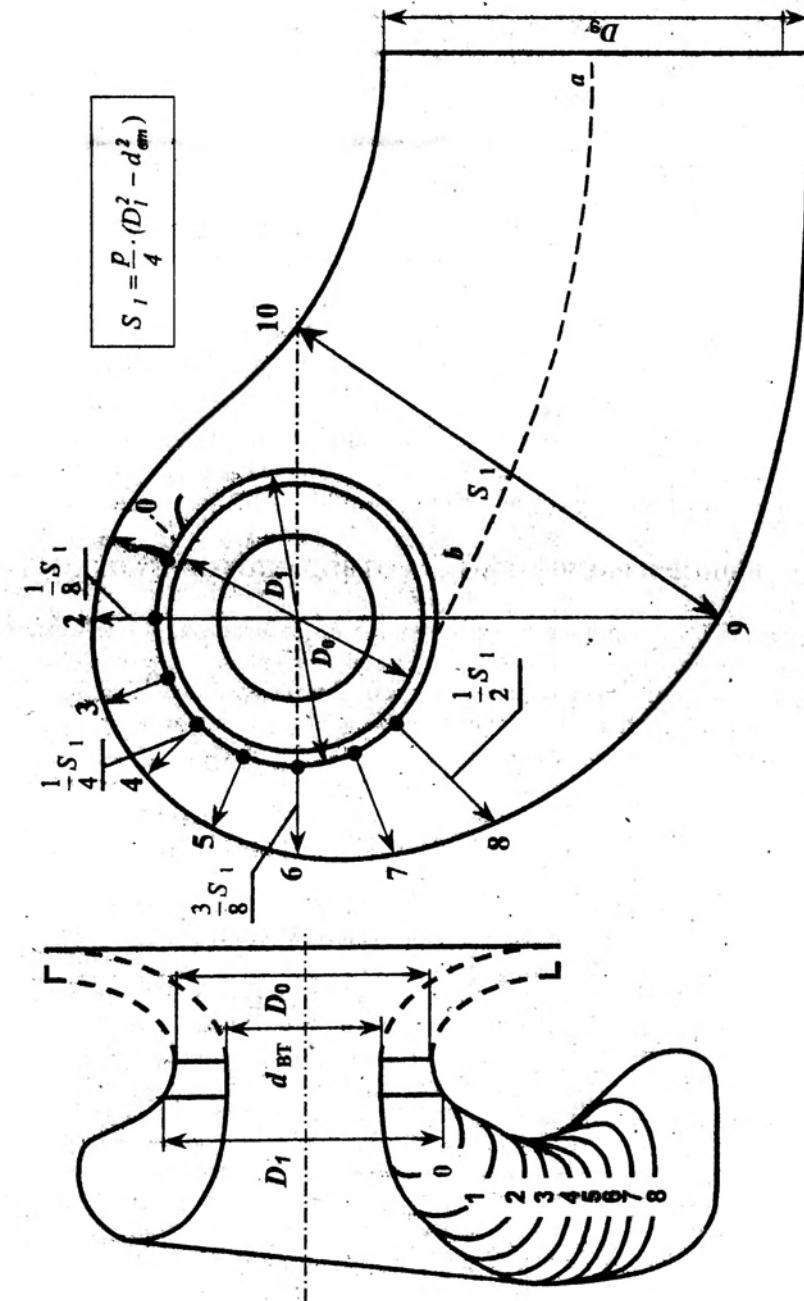


Рис. 16. К расчету полуциркульного подвода

Последовательность расчета полуспирального подвода сводится к следующему:

- 1) принимается, что половина всей подачи поступает в отверстие колеса до достижения потоком сечений 0 – 8;
- 2) полуспиральный канал от сечения 0 до сечения 8 разбивается на участки (см. рис. 16);
- 3) задаются величиной скорости V_{BC} на выходе из спиральной камеры (на входе в конфузорную часть). Скорость рекомендуется выбирать в пределах [6]

$$V_{BC} = (0,85 \dots 0,70) \cdot V_0, \quad (77)$$

где V_0 – скорость на входе в рабочее колесо;

- 4) величина площадей S_i в сечениях 2, 4, 6, 8 и 9 принимается, как указано на рис. 16.

В сечении 0 устанавливают ребро (язык), препятствующее движению жидкости против вращения колеса. Следует помнить, что полуспиральный подвод всегда закручивает поток в сторону вращения колеса.

9. ВЫБОР И РАСЧЕТ КАНАЛА ОТВОДА ПОТОКА ЖИДКОСТИ

Каналы для отвода потока должны, во-первых, обеспечивать осесимметричный поток жидкости при выходе из рабочего колеса и тем самым создавать условия для стабилизации относительного движения в области колеса и, во-вторых, преобразовывать кинетическую энергию потока, выходящего из колеса, в потенциальную с минимальными потерями.

Отводящие каналы выполняются в виде **спиральных** (рис. 17) или **лопаточных** (рис. 18). Принципиального различия в функциях этих двух отводов нет. Различие заключается в конструктивных и технологических особенностях.

Спиральный отвод имеет совершенную с точки зрения гидравлики обтекаемую форму, однако его каналы затруднительны для механической обработки, и, как правило, конфигурация, размеры и шероховатость внутренней поверхности обеспечиваются непосредственно в отливке.

Лопаточные отводы имеют прямоугольную форму каналов, приспособленную к механической обработке, но менее благоприятную в гидравлическом отношении.

Известно, что незначительная шероховатость внутренней поверхности канала и точность воспроизведения теоретической формы гарантируют наилучшие гидравлические свойства канала. Поэтому лопаточные механически обработанные отводы имеют преимущество по сравнению со спиральными литыми в тех случаях, когда точность и чистота поверхности последних оказывается недостаточной.

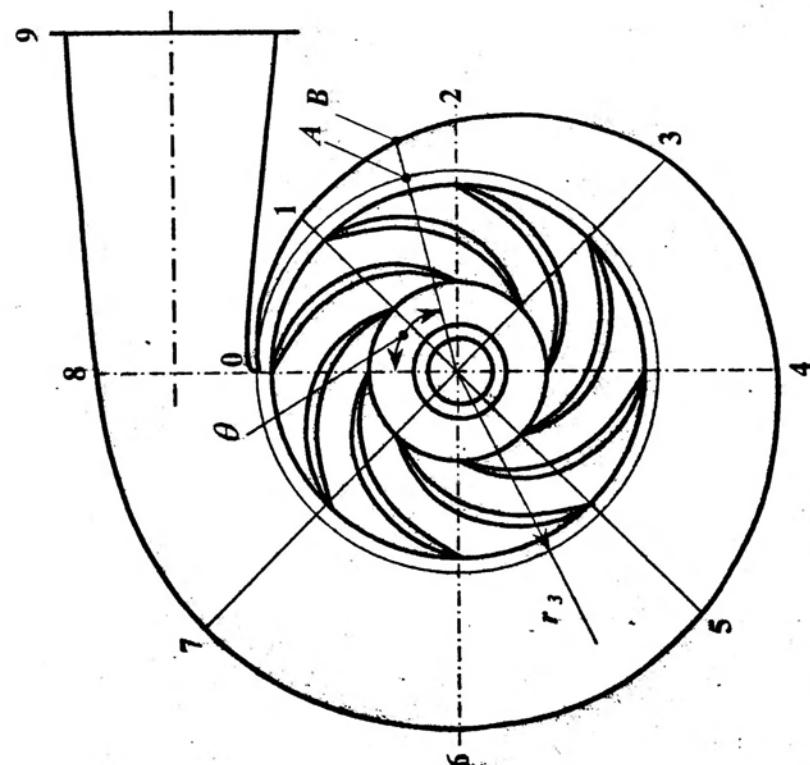
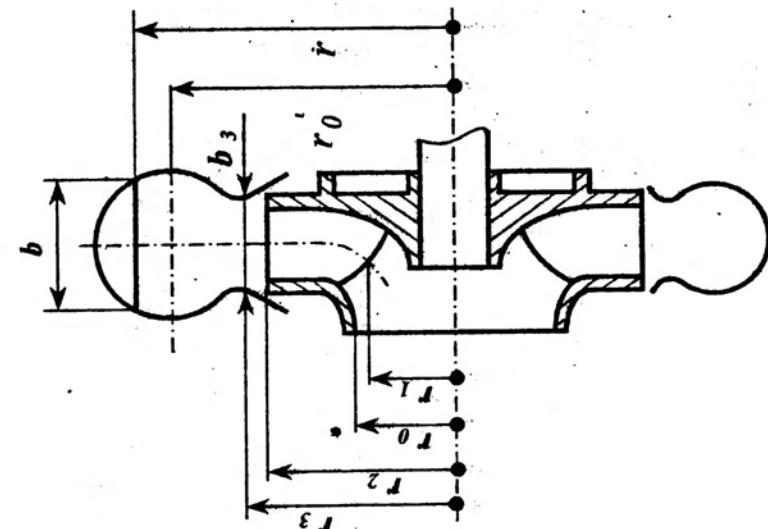


Рис. 17. Спиральный отвод



Очевидно, граница целесообразности применения спирального или лопаточного отвода зависит от совершенства технологии отливки. Таким образом, в насосах с одинаковыми параметрами в зависимости от условий производства могут применяться различные конструкции отводящих каналов.

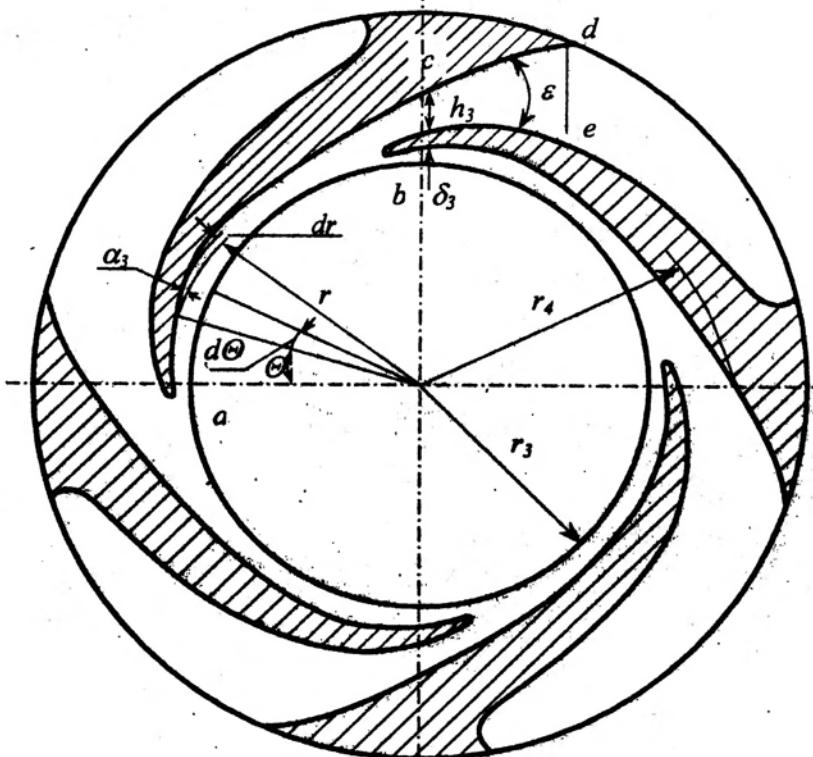


Рис. 18. Лопаточный отвод

9.1. Спиральные отводы

Спиральный отвод состоит из спирального канала 0 – 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 7 – 8 и диффузора 8 – 9 (см. рис. 17). Спиральный канал собирает жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса.

Поперечное сечение спирального канала может иметь различную форму. Оно может быть круглым (рис. 19, а), очерченным по дуге круга и двум прямым, касательным к дуге и образующим в пересечении угол $\alpha = 35\ldots 45^\circ$ (рис. 19, б), и в виде сектора с закругленными углами (рис. 19, в). Форма меридионального сечения спирального отвода играет большую роль и должна выполняться подобно на-

сосам, показавшим высокое значение к.п.д. При этом быстроходность проектируемого насоса не должна значительно отличаться от используемого образца.

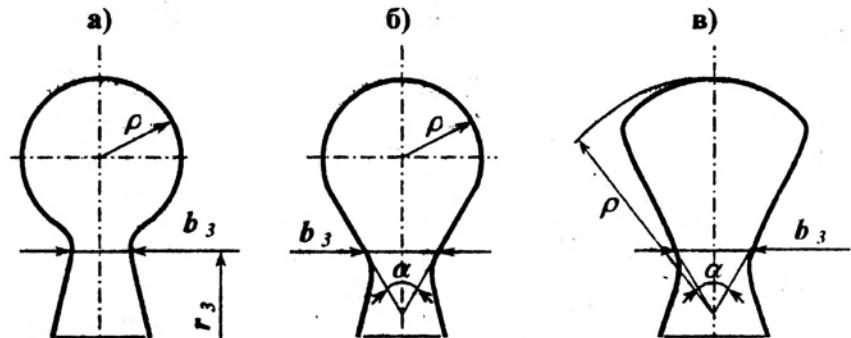


Рис. 19. Формы поперечных сечений спирального отвода

9.2. Расчет спиральных отводов круглого сечения

Расчет спирального отвода круглого сечения сводится к определению нескольких геометрических параметров: r_3, b_3, ρ (см. рис. 19).

Радиус r_3 принимается из условия, что перед поступлением в спиральный канал пульсация скоростей потока снижается до приемлемой величины. Обычно принимают (см. рис. 17)

$$r_3 = (1,03\ldots 1,05) \cdot r_2, \quad (78)$$

где r_2 – внешний радиус рабочего колеса.

Ширина спирального канала b_3 , замеренная на радиусе r_3 , определяется отношением b_3/b_2 , где b_2 – ширина колеса на выходе. Значение b_3 зависит от коэффициента быстроходности n_s : чем больше коэффициент быстроходности n_s , тем меньшим принимают значение b_3 . Для насосов с низким значением n_s (у которых мала ширина b_2) $b_3 \approx 2 \cdot b_2$; для насосов со средним значением n_s $b_3 \approx 1,75 \cdot b_2$; для насосов с $n_s > 200$ $b_3 \approx 1,6 \cdot b_2$.

Для определения b часто используют еще и такую зависимость [11]

$$b_3 \approx b_2 + 0,05 \cdot d_2. \quad (79)$$

Радиус ρ кругового сечения спиральной камеры определяется следующим соотношением

$$\rho = \frac{\Theta}{K} + \sqrt{\frac{2 \cdot \Theta \cdot r_3}{K}}, \quad (80)$$

где

$$K = \frac{360 \cdot \Gamma_c}{Q} = \frac{720 \cdot \pi \cdot g H_T}{\omega Q}; \quad (81)$$

$$\Gamma_c = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot V_{U_2}. \quad (82)$$

Здесь K – коэффициент; Q – действительная подача колеса или расход в устье спирали (сечение 8, см. рис. 17); Γ_c – постоянная спирального отвода; V_{U_2} – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса; $\omega = 2\pi \cdot n$ – угловая скорость вращения; Θ – текущий угол; H_T – теоретический напор.

Расчет по формулам (80) – (82) обычно ведется для нескольких сечений (см. рис. 19).

9.3. Расчет спиральных отводов произвольного сечения

При расчете спирального отвода [11] первоначально задаются боковыми очертаниями его сечения на основании образца насоса с высоким значением к.п.д. Расчет спирального отвода произвольного сечения сводится к нахождению приращения расхода при соответствующем увеличении площади живого сечения спирального канала.

Определяют ширину сечения b_3 на радиусе r_3 так же, как и при расчете круглых спиралей. При этом необходимо учесть, что последнее сечение 8 – устье – (см. рис. 17) – уменьшается на толщину “языка”. Поэтому внешний радиус этого сечения $r = r_{360}$ должен быть увеличен. В связи с этим сечение спирали начинается с радиуса r_4 , величина которого равна сумме радиуса r_3 и толщины языка спиральной камеры. Этому соответствует точка A (рис. 20). При построении последнего сечения спиральной камеры эта поправка учитывается тем, что подача насоса Q_{360} отсчитывается не от начала координат (точка O), а от точки a , соответствующей текущему радиусу $r_1 = r_4$. Таким образом, радиус r_{360} определяется не отрезком BC , а отрезком DE (см. рис. 20). Построение осуществляют следующим образом.

Графически задают ширину b_i в функции от r_i спирали. Затем для каждого приращения Δr (обычно назначают $\Delta r = 5 \dots 10$ мм) определяют графически по выбранной форме сечения спирального отвода ширину b_i , соответствующую текущему значению радиуса r_i , и строят кривую пропускной способности сечений по следующей зависимости [11]

$$\Delta Q_i = \frac{\Gamma_c}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r, \quad (83)$$

где Γ_c – определяют по уравнению (82); $B_i = b_i/r_i$ – принятое обозначение.

Расчеты сводятся в таблицу (табл. 4). Всё приращения расхода ΔQ_i в последней графе табл. 4. суммируются и определяется суммарный расход Q_{360} . После получения кривой пропускной способности $Q = f(r)$ приступают к профилированию нескольких сечений спиральной камеры.

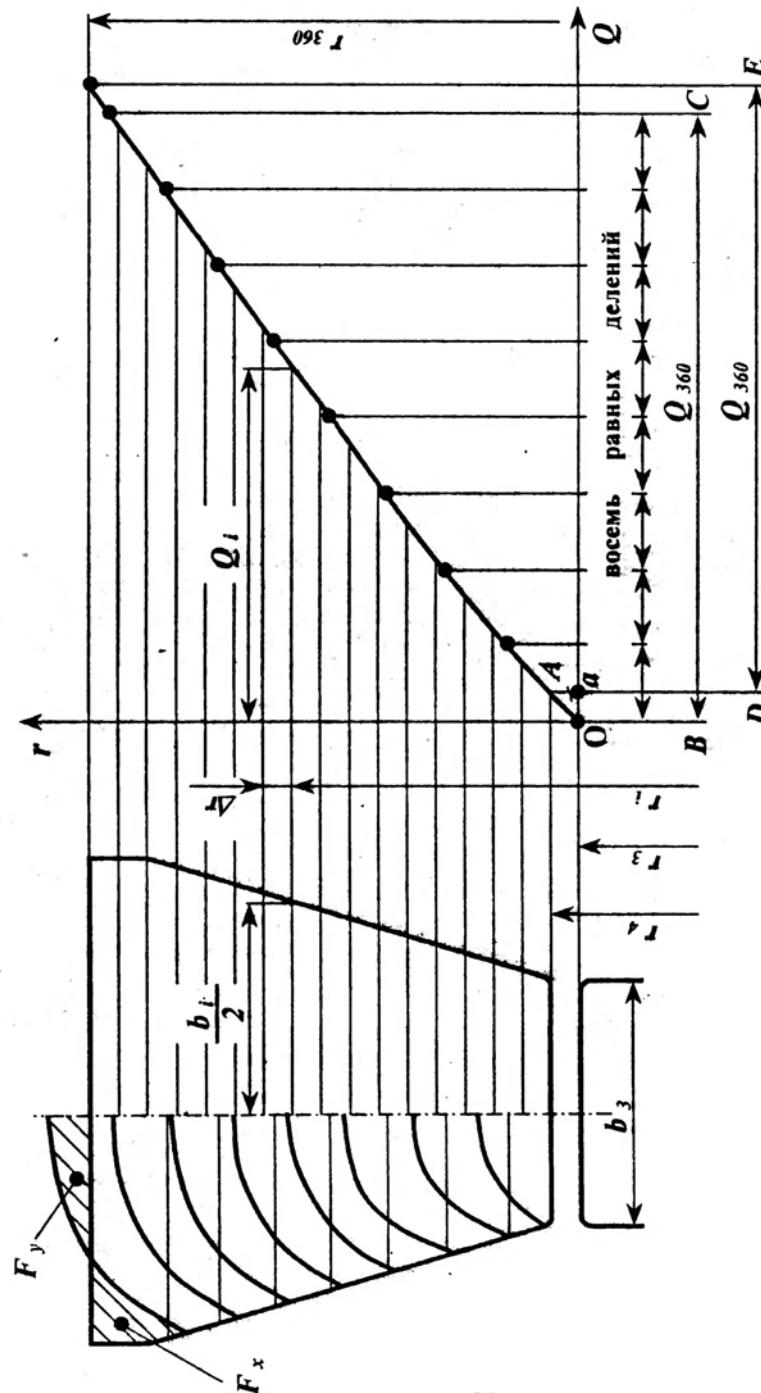


Рис. 20. К расчету спирального отвода с сечениями произвольной формы

На рис. 20 показано построение для восьми сечений спиральной камеры, то есть через $\Theta = 45^\circ$, поэтому отложенная по оси абсцисс величина Q_{360} разбита на восемь частей. Значения r_i , соответствующие расходам Q_i , определяют по графику (см. рис. 20). Пересечение прямой Q_{360} с кривой расхода дает значение внешнего радиуса спирали r_{360} .

Номера точек i	r_i	b_i	$B_i = b_i/r_i$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	ΔQ_i	$Q_i = \sum_0^1 \Delta Q_i$
1						
2						
3						
...						

Таблица 4

Полученный таким способом контур сечения с внешней цилиндрической поверхностью требует улучшения. Чтобы избежать резкого перехода от внешней поверхности к боковым, контур делают более плавным, не изменяя пропускной способности сечения. Для этого пропускная способность площадок, прирезаемых и отрезаемых от теоретического сечения при переходе к окончательному (см. рис. 20), должна быть одинакова, то есть

$$F_x \cdot V_{U_x} = F_y \cdot V_{U_y}. \quad (84)$$

Заменив V_{U_x} и V_{U_y} их значениями через Γ_c , окончательно получаем

$$\frac{F_x}{F_y} = \frac{r_x}{r_y}, \quad (85)$$

где r_x и r_y – радиусы центров тяжести площадок F_x и F_y .

Спиральный отвод заканчивается диффузором, который соединяет спиральный канал с отводящим трубопроводом или переводным каналом насоса. В диффузоре скорость жидкости уменьшается от величины V_c последнего сечения спирального канала до значения скорости в трубопроводе или переводном канале. Чтобы исключить отрыв потока от стенок диффузора, угол конусности его принимают в пределах $8\ldots 10^\circ$. Если сечение диффузора отлично от круглого, то изменение площади поперечного сечения по длине принимают таким же, как для диффузора круглого сечения с прямолинейной осью.

9.4. Расчет и профилирование лопаточного отвода

Лопаточный отвод (или направляющий аппарат) имеет несколько профилированных каналов, причем каждый канал состоит из спиральной части a и b , служащей для собирания жидкости, диффузора b и d и e , в котором происходит основное преобразование скоростного напора потока в статический, и лопастного под-

подвод жидкости с заданной циркуляцией во всасывающую воронку рабочего колеса следующей ступени (см. рис. 18).

Для обеспечения успокоенного движения жидкости в рабочем колесе поток в спиральной части каналов направляющего аппарата должен быть осесимметричным. Для этого контур лопасти направляющего аппарата на участке $a-c$ (см. рис. 18) должен следовать линии тока свободного движения и очерчиваться по логарифмической спирали [11]

$$r = r_3 \cdot e^{\Theta \cdot \lg \alpha_3}. \quad (86)$$

Здесь Θ – центральный угол точки спирали с радиусом r , очевидно, $0 \leq \Theta \leq \Theta_c$. Причем,

$$\Theta_c = \frac{2\pi}{z_L} \cdot (1 - \sin^2 \alpha_3) \approx \frac{2 \cdot \pi}{z_L}, \quad (87)$$

где Θ_c – центральный угол охвата спирали; r_3 – радиус, соответствующий началу лопатки лопастного отвода (точка a на рис. 18); α_3 – угол спирали, являющейся постоянным; z_L – число лопаток лопастного отвода.

Радиус начальной точки a лопатки определяется, исходя из условия, что промежуток между колесом и лопаточным отводом должен быть небольшим во избежание излишних потерь трения, но достаточным для безопасной работы. Обычно при $n_s \leq 150$ принимается [4, 8, 11]

$$r_3 = (1.02 \dots 1.05) \cdot r_2. \quad (88)$$

Вместе с тем величина максимального зазора не должна превышать 4...5 мм. Ширина b_3 спиральной части канала принимается несколько большей ширины колеса b_2 из-за возможного смещения колеса относительно лопастного отвода. Для определения b_3 часто пользуются зависимостью [8, 11]

$$b_3 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм.} \quad (89)$$

Исходными уравнениями для расчета спиральной части отвода являются [11]:

– зависимость для определения угла спирали

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \gamma \cdot \frac{V_{m_3}}{\psi_3 \cdot V_{U_3}} = \gamma \frac{\Theta}{\pi \cdot d_3 \cdot b_3 \cdot V_{U_3} \cdot \psi_3}; \quad (90)$$

– закон постоянства моментов скорости (см. рис. 18)

$$r_2 \cdot V_{U_2} = r_3 \cdot V_{U_3}; \quad (91)$$

– уравнение Л. Эйлера

$$H = \frac{U_2 \cdot V_{U_2}}{g} \eta_F; \quad (92)$$

– выражение для высоты h_3 диффузора

$$h_3 = \frac{r_4 - r_3}{\cos \alpha_3} \cdot \delta_3, \quad (93)$$

где V_{m_3} и V_{U_3} – меридиональная и окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в отвод; $\gamma = 1,05 \dots 1,20$ – опытный коэффициент [8, 11]; ψ_3 – коэффициент стеснения потока лопатками отвода;

– формула (86) для радиуса r_4 конечной точки С спирали (см. рис. 20), которая с учетом выражения (87) примет вид

$$r_4 = r_3 \cdot e^{(2\pi z_L) \operatorname{tg} \alpha_3} \quad (94)$$

Совместное решение уравнений (90)...(94) приводит к двум соотношениям:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\gamma \cdot \Theta \cdot \eta_T \cdot \omega}{2\pi \cdot b_3 \cdot g \cdot H \cdot \psi_3}; \quad (95)$$

$$z_L = \frac{2\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha_3}{\ln \left[1 + \frac{(h_3 + \delta_3) \cdot \cos \alpha_3}{r_3} \right]}. \quad (96)$$

которые устанавливают взаимосвязь между числом лопастей z_L и высотой h_3 входного сечения диффузорного участка $bcde$ (см. рис. 18).

10. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЛОПАСТНОГО КОЛЕСА

10.1. Исходные данные. Задача расчета

Рассмотрим пример расчета проточной части погружного центробежного насоса для следующих исходных данных: подача $Q = 0,63 \text{ л/с}$; напор $H = 25 \dots 30 \text{ м}$; частота вращения лопастного колеса $n = 3000 \text{ об/мин}$, рабочая жидкость – вода (плотность $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$), максимальный наружный диаметр отводящего устройства не должен превышать 85 мм, а диаметр втулки ротора – 18 мм.

Задача расчета состоит в определении размеров и формы рабочих органов, которые обеспечили бы требуемые значения параметров Q, H и n при максимально возможном к.п.д. и габаритах, не превышающих данные.

10.2. Выбор числа ступеней, предварительная оценка к.п.д. и основных размеров

Определим по формуле (23) коэффициент быстроходности насоса для исходных данных

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,63 \cdot 10^{-3}}}{30^{3/4}} = 21,4.$$

Видно, что коэффициент быстроходности достаточно мал. Вместе с тем известно [4, 7, 10, 11], что для создания высокоеconomичного насоса необходимо, чтобы коэффициент быстроходности его лопастных колес $n_{s_k} > 40 \dots 50$. В связи с этим выбираем однопоточную и многоступенчатую схему насоса с последова-

тельным включением рабочих колес и одинаковым распределением напора по ступеням. Отсюда, напор каждой ступени

$$H_k = \frac{H}{i}.$$

Определим коэффициент быстроходности каждой ступени (колеса) по уравнению (26), задав число ступеней $i = 4, 5$ и 6 . При этом расход воды сквозь колесо Q_T определим по формуле (5).

Объемный к.п.д. ступени η_0 , учитывающий утечки только в переднем уплотнении колеса, и внутренний механический к.п.д. ступени η_M , учитывающий потери дискового трения, в первом приближении определим по уравнениям (35) и (33) соответственно. По уравнениям (29) определим наружный диаметр колеса d_2 , подставив в уравнения параметры колеса – коэффициент быстроходности колеса n_{s_k} и расход воды сквозь колесо Q_T .

Затем по уравнениям (30) и (31) определим ширину рабочего колеса на выходе b_2 , подставив в данные уравнения также параметры колеса – коэффициент быстроходности колеса n_{s_k} и расход воды сквозь колесо Q_T . Результаты расчетов сведем в табл. 5.

Таблица 5

Параметр	Число ступеней	Напор ступени	Подача на колесо	Коэффициент быстроходности колеса	Наружный диаметр колеса	Ширина рабочего колеса на выходе	Объемный к.п.д. ступени	Механический к.п.д. ступени
Обозначение	i	H_k	Q_T	n_{s_k}	d_2	b_2	η_0	η_M
Размерность	–	м	л/с	–	мм	мм	–	–
Числовые значения	4	7,5	0,658	60,6	72,5	3,76	0,957	0,818
	5	6,0	0,656	71,7	66,7	4,09	0,961	0,862
	6	5,0	0,655	82,2	62,3	4,38	0,964	0,892

Сопоставление результатов показывает, что с увеличением числа ступеней коэффициент быстроходности, объемный и механический к.п.д. возрастают, а наружный диаметр колес уменьшается. Вместе с тем увеличение числа ступеней усложняет конструкцию насоса и затрудняет изготовление его основных органов. В связи с этим примем число ступеней $i = 6$. Кроме того, в последующих расчетах примем наружный диаметр лопастного колеса $d_2 = 65 \text{ мм}$, а расход сквозь колесо $Q_k \approx 0,66 \text{ л/с}$, объемный к.п.д. насоса $\eta_0 = 0,95$.

10.3. Выбор числа лопаток рабочего колеса

При отсутствии каких-либо особых требований к насосу выбор числа лопаток осуществляют в зависимости от коэффициента быстроходности n_{s_k} и наружного диаметра d_2 колеса. Принимая во внимание данные, представленные в таблице 1, и учитывая, что коэффициент быстроходности $n_{s_k} = 82$ (см. табл. 5), принимаем для последующих вычислений число лопаток $z = 7$ и $z = 8$.

10.4. Расчет основных геометрических параметров рабочего колеса

10.4.1. Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо

Важным геометрическим параметром лопастного колеса многоступенчатого насоса является приведенный диаметр d_{np} . Для его определения существует несколько формул. Одна из них – формула (32) – основана на статистической обработке данных по выполненным насосам с помощью теории подобия, другая – формула (44) – на определении средней скорости потока жидкости во входном сечении колеса V_0 , оптимальное значение которой рассчитывают по формуле С.С. Руднева (45). Результаты расчетов приведенного диаметра d_{np} по формуле (32) приведены в таблице 6 (коэффициент пропорциональности принят $K_{bx} = 3,5 \dots 4,0$); по формулам (44), (45) – в табл. 7 (коэффициент α для ступеней с лопастными отводами принят $\alpha = 0,08 \dots 1,00$).

Анализ данных, представленных в табл. 6 и 7, свидетельствует о том, что обе рекомендации дают практически одинаковые значения приведенного диаметра входа d_{np} , при этом с увеличением диаметра d_{np} средние скорости потока воды во входном сечении V_0 уменьшаются. Поскольку меньшим значениям скорости V_0 соответствуют меньшие потери напора при втекании потока воды на колесо, примем в первом приближении $d_{np} = 24$ мм. Кроме того, с учетом исходных данных диаметр втулки рабочего колеса примем равным $d_{BT} = 17,5$ мм.

Таблица 6

Обозначение	Размерность	Значения						
		K_{bx}	–	3,5	3,7	3,8	3,9	4,0
d_{np}	мм	21,1		22,3	23,0	23,6	24,2	

Таблица 7

Обозначение	Размерность	Значения					
		α	–	0,07	0,08	0,09	1,00
V_0	м/с	1,27		1,45		1,63	1,81
d_{np}	мм	25,7		24,1		22,7	21,5

Диаметр входной горловины в соответствии с (32)

$$d_0 = \sqrt{24^2 + 17,5^2} = 29,7 \text{ мм.}$$

Примем $d_0 = 30$ мм и определим диаметр входа в рабочее колесо d_1 . Последний вычисляют в зависимости от коэффициента быстроходности колеса n_{s_k} и требуемых кавитационных качеств насоса. Для насосов, имеющих обычные кавитационные качества, при $n_{s_k} < 90$ $d_1 = (0,9 \dots 1,1) \cdot d_0$.

Таким образом, $d_1 = (0,9 \dots 1,1) \cdot 30 = 27 \dots 33$ мм.

Примем $d_1 = 29$ мм, а толщину входных кромок лопаток колеса $\delta_1 = 1$ мм (см. табл. 2).

Меридиональную составляющую абсолютной скорости перед входом на лопатки (т.е. без учета стеснения потока лопатками) для колес с обычными кавитационными качествами определим по уравнению (52) с учетом уравнения (50) и принятого диаметра входной горловины

$$V_{m0} = V_0 = \frac{4 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot (30^2 - 17,5^2) \cdot 10^{-6}} = 1,415 \text{ м/с.}$$

Тогда ширина канала в меридиональном сечении на входе колеса определяется в соответствии с формулой (55)

$$b_1 = \frac{0,66 \cdot 10^{-3}}{29 \cdot 10^{-3} \cdot 1,415} = 5,12 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 5,12 \text{ мм.}$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе на лопатки в соответствии с уравнением (52) для коэффициента стеснения $\psi_1 = 0,81$ (значение коэффициента стеснения ψ_1 в первом приближении можно выбрать из ряда $\psi_1 = 0,75 \dots 0,90$)

$$V_{m1} = \frac{1,415}{0,81} = 1,75 \text{ м/с.}$$

Переносная скорость средней точки входной кромки лопасти

$$U_1 = \omega \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 3000 \cdot 29 \cdot 10^{-3}}{60} = 4,55 \text{ м/с.}$$

Угол, соответствующий безударному поступлению потока на лопасть,

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1,75}{4,55} = 21^0 5'.$$

Приняв угол атаки $\Delta\beta = 5^0 55'$, в соответствии с уравнением (13) определим угол установки лопасти на входе в рабочее колесо

$$\beta_{L1} = 21^0 5' + 5^0 55' = 27^0.$$

Определим во втором приближении коэффициент стеснения потока лопатками рабочего колеса по формуле (10) для числа лопастей $z = 7$

$$\psi_1 = 1 - \frac{1 \cdot 7}{3,14 \cdot 29 \cdot \sin 27^\circ} = 0,83.$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе на лопатки во втором приближении для коэффициента стеснения $\psi_1 = 0,83$

$$V_{m_1} = \frac{1,415}{0,83} = 1,71 \text{ м/с.}$$

Угол безударного поступления потока на лопатки

$$\beta_1 = \arctg \frac{1,71}{4,55} = 20^\circ 35',$$

а угол атаки при угле наклона лопатки $\beta_{L_1} = 27^\circ$

$$\Delta\beta = 27^\circ - 20^\circ 35' = 6^\circ 25'.$$

При числе лопаток $z = 8$ коэффициент стеснения

$$\psi_1 = 1 - \frac{1 \cdot 8}{3,14 \cdot 29 \cdot \sin 27^\circ} = 0,807,$$

а меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо

$$V_{m_1} = \frac{1,415}{0,807} = 1,755 \text{ м/с..}$$

Угол безударного поступления потока на лопатки при $z = 8$

$$\beta_1 = \arctg \frac{1,755}{4,55} = 21^\circ 5'.$$

Тогда угол атаки при угле наклона лопатки $\beta_{L_1} = 27^\circ$

$$\Delta\beta = 27^\circ - 21^\circ 5' = 5^\circ 55'.$$

Как видим, и в том, и в другом случае угол атаки $\Delta\beta$ не выходит за пределы рекомендуемого диапазона. В связи с этим примем угол наклона лопатки на входе $\beta_{L_1} = 27^\circ$.

10.4.2. Определение геометрических параметров на выходе рабочего колеса

Исходными уравнениями для определения геометрических параметров на выходе лопастного колеса являются уравнение Л.Эйлера – выражение (56); формула А. Ломакина (34) для определения в первом приближении гидравлического к.п.д. ступени η_T ; формула (57), предложенная Пфлейдерером для нахождения коэффициента снижения напора μ из-за конечного числа лопаток в рабочем колесе; выражение (15) для коэффициента стеснения ψ_2 потока лопатками колеса на выходе; формулы (14) и (16) для определения меридиональной составляющей абсолютной скорости V_{m_2} и переносной скорости U_2 жидкости на выходе из колеса соответственно, а также зависимость между окружной составляющей и мериди-

нальной составляющей абсолютной скорости, следующая из кинематики потока на выходе лопастного колеса, [4, 5]

$$V_{U_2}^{\infty} = U_2 - V_{m_2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{L_2}. \quad (97)$$

Дополнительными условиями для определения оптимальных геометрических параметров на выходе колеса являются рекомендации авторов [1, 2, 7] для выбора угла наклона лопатки β_{L_2} (см. табл. 3) и соотношение меридиональных скоростей $\chi = V_{m_3} / V_{m_0}$, которое должно удовлетворять неравенству

$$0,5 \leq \chi \leq 1,0. \quad (98)$$

Здесь $V_{m_0} = V_{m_1} \cdot \psi_1$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости перед входом на колесо; $V_{m_3} = V_{m_2} \cdot \psi_2$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости сразу же за колесом.

Определив приведенный диаметр по выражению (32)

$$d_{\Pi_1} = \sqrt{30^2 - 17,5^2} = 24,4 \text{ мм,}$$

рассчитаем по уравнению (34) гидравлический к.п.д. η_T

$$\eta_T = 1 - \frac{0,42}{(\lg 24,4 - 0,172)^2} = 0,715.$$

При нахождении коэффициента снижения напора из-за конечного числа лопаток в рабочем колесе μ по формуле (57) воспользуемся зависимостью (58), позволяющей определить поправочный коэффициент φ . Результаты расчетов по вышеперечисленным выражениям для нескольких углов β_{L_2} при наружном диаметре колеса $d_2 = 65$ мм, толщине лопатки на выходе $\delta_2 = 2$ мм и числе лопастей $z = 7$ и $z = 8$ приведены в табл. 8.

Таблица 8

Параметры	Обозначение	Размерность	Число лопастей						
			$z = 7$	$z = 8$	$z = 7$	$z = 8$	$z = 7$	$z = 8$	
Выходной угол профиля лопатки	β_{L_2}	град	35	34	33	30	28	27	26
Меридиональная составляющая абсолютной скорости на выходе	V_{m_2}	м/с	0,879	0,874	0,815	1,045	0,962	0,922	0,872
Ширина межлопастного канала на выходе	b_2	мм	4,18	4,35	4,54	3,67	4,03	4,23	4,52
Соотношение меридиональных скоростей	χ	–	0,545	0,523	0,502	0,622	0,565	0,542	0,512

Сопоставляя результаты расчетов, представленные в табл. 8, убеждаемся, что в наибольшей степени удовлетворяют рекомендациям авторов [1, 2, 7] парамет-

ры, соответствующие углу наклона лопасти $\beta_{L_2}=33^\circ$ при $z=7$ и углу $\beta_{L_2}=28\dots27^\circ$ при $z=8$. В связи с этим примем при $z=7$ угол $\beta_{L_2}=33^\circ$, ширину лопастного канала $b_2=4,5$ мм, а при числе лопаток $z=8$ угол $\beta_{L_2}=28^\circ$, ширину лопастного канала $b_2=4,05$ мм. При этом коэффициенты стеснения потока лопатками ψ_2 , меридиональная составляющая абсолютной скорости за колесом V_{m_3} и окружная скорость на выходе U_2 приведены в табл. 9.

Таблица 9

Параметры	Обозначение	Размерность	Число лопастей	
			$z = 7$	$z = 8$
Коэффициент стеснения потока лопатками	ψ_2	—	0,874	0,833
Меридиональная составляющая абсолютной скорости за колесом	V_{m_3}	м / с	0,712	0,802
Окружная скорость на выходе лопастного колеса	U_2	м / с	10,21	10,21

10.5. Планы скоростей и основные размеры рабочего колеса

По найденным переносным (окружным) скоростям U_1 и U_2 , меридиональным составляющим абсолютной скорости V_{m_1} и V_{m_2} , а также углам β_{L_1} и β_{L_2} строим планы скоростей на входе и выходе лопастного колеса (рис. 21). Основные размеры колеса сведем в итоговую табл. 10.

Таблица 10

Число лопастей	Параметры входа в рабочее колесо					Параметры выхода из рабочего колеса				
	d_{BT}	d_0	d_1	b_1	δ_1	β_{L_1}	d_2	b_2	δ_2	β_{L_2}
мм	мм	мм	мм	мм	град.	мм	мм	мм	мм	град.
$z = 7$							4,50	2		33
$z = 8$	17,5	30	29	5,12	1,0	27	65	4,05	2	28

10.6. Профилирование колеса в меридиональном сечении

Контур меридионального сечения строится так, чтобы ширина канала изменялась плавно и, вместе с тем, обеспечивалась плавное изменение скоростей от входного отверстия колеса и до выхода из него. С этой целью в первом приближении задаемся линейным изменением меридиональных скоростей V'_m по радиусу колеса от значений V_{m_0} до V_{m_3} и пренебрегаем стеснением потока лопатками (рис. 22). Далее, имея из графика для каждого значения r величину V'_m , по уравнению неразрывности (67) находим ширину канала.

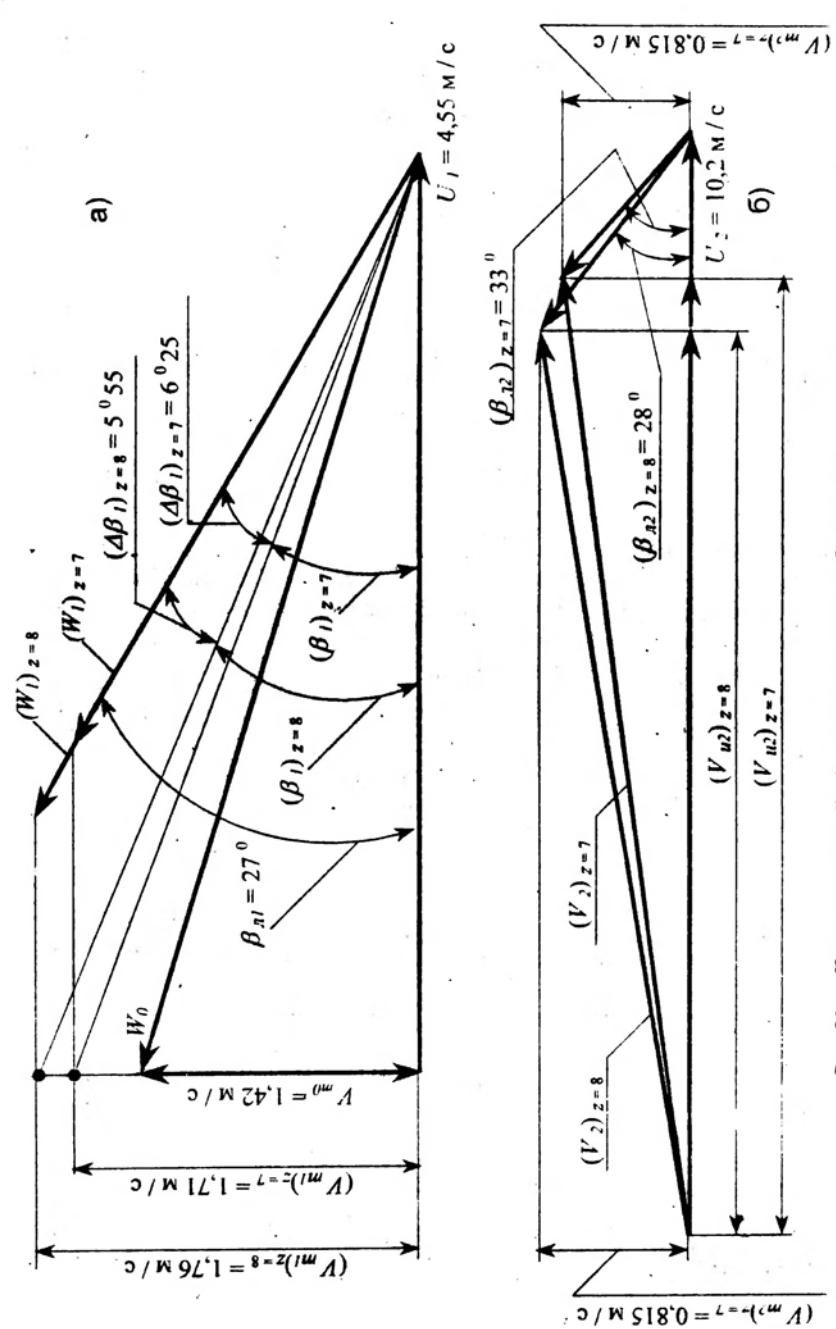


Рис. 21. Планы скоростей: а) при входе в колесо; б) при выходе из колеса

Результаты расчетов по формуле (67) приведены в табл. 11 и проиллюстрированы кривыми 1 и 2 на рис. 23.

Таблица 11

r	мм	V'_m	м/с	b_i	мм
$z=7$	14,5	1,415	5,12	1,415	14,5
	15	1,39	5,04	1,39	15
$z=8$	16	1,35	4,86	1,35	16
	18	1,28	4,6	1,28	18
$z=7$	20	1,2	4,4	1,2	20
	22	1,12	4,2	1,12	22
$z=8$	24	1,04	4,0	1,04	24
	26	0,97	3,82	0,97	26
$z=7$	28	0,89	3,62	0,89	28
	30	0,81	3,42	0,81	30
$z=8$	32	0,73	3,22	0,73	32
	32,5	0,7	3,15	0,7	32,5

Из данных табл. 11 и графиков 1 и 2 на рис. 23 следует, что при линейном изменении меридиональных скоростей V'_m вдоль радиуса колеса r лопастной канал имеет седлообразную форму, то есть с увеличением радиуса колеса ширина канала сначала уменьшается, а затем при $r > 26...28$ мм – увеличивается. Для обеспечения монотонного уменьшения ширины канала примем закон ее изменения, соответствующий кривым 3 и 4 на рис. 23.

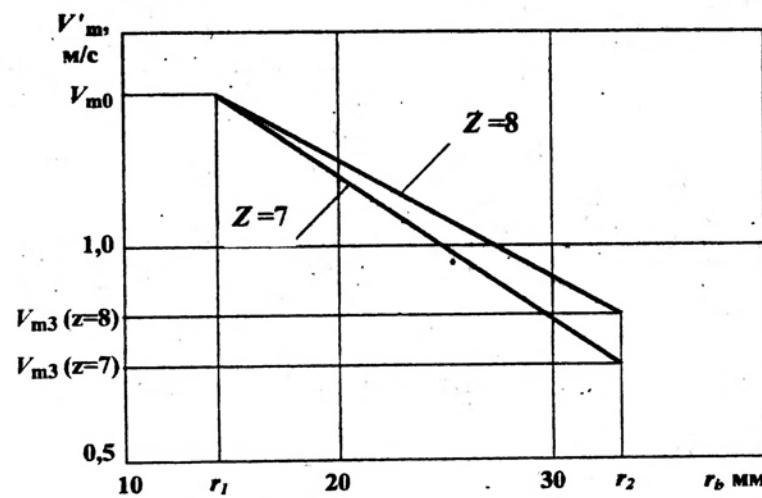


Рис. 22. Изменение меридиональной составляющей абсолютной скорости по радиусу колеса

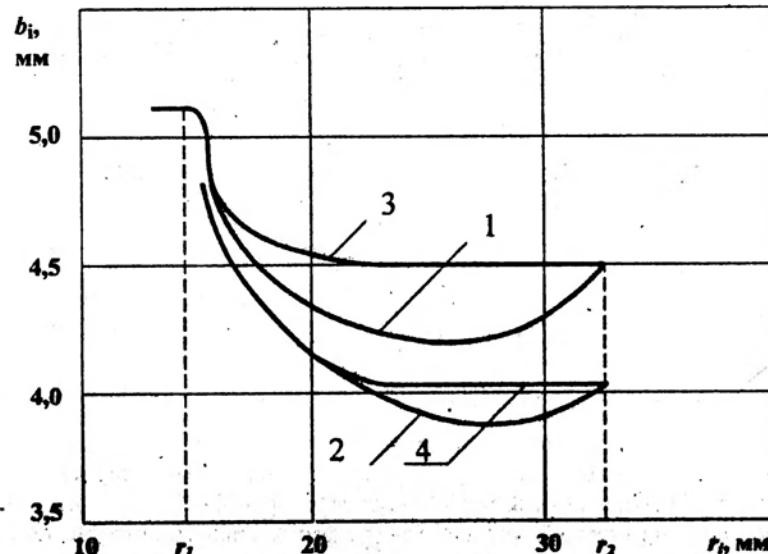


Рис. 23. Ширина лопастного канала в зависимости от радиуса колеса

Боковые стенки канала строим огибающими окружностями с диаметрами b_i и центрами на средней линии тока. Формы контура канала в меридиональном сечении, выполненные по рекомендациям [10] и методике, изложенной в главе 6, показаны на рис. 24, 25.

После построения лопастного канала в меридиональном сечении уточняют его ширину на входе и скорости потока на входе и выходе. При числе лопаток $z = 7$ уточненная ширина канала на входе $b_1 = 5,35$ мм, меридиональная составляющая абсолютной скорости

$$V_{m1} = \frac{0,66 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 29 \cdot 10^{-3} \cdot 5,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,83} = 1,65 \text{ м/с},$$

скорость относительного движения воды на входе

$$W_1 = \frac{1,65}{\sin 27^\circ} = 3,63 \text{ м/с},$$

а на выходе из колеса

$$W_2 = \frac{0,815}{\sin 33^\circ} = 1,5 \text{ м/с}.$$

При $z = 8$ ширина $b_1 = 5,35$ мм, меридиональная скорость

$$V_{m_1} = \frac{0,66 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 29 \cdot 10^{-3} \cdot 5,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,807} = 1,71 \text{ м/с},$$

скорость относительного движения на входе

$$W_1 = \frac{1,71}{\sin 27^\circ} = 3,76 \text{ м/с},$$

а на выходе

$$W_2 = \frac{0,962}{\sin 28^\circ} = 2,05 \text{ м/с.}$$

10.7. Профилирование поверхности лопасти

Рабочие колеса с коэффициентом быстроходности $n_{s_k} \leq 90 \dots 100$, имеющие обычные кавитационные качества, выполняют с цилиндрическими лопастями [10], поскольку у таких колес направление средней линии тока в меридиональном сечении почти совпадает с направлением радиуса (см. рис. 24, 25).

Для обеспечения безотрывного обтекания контура лопасти потоком примем плавное изменение относительной скорости W и толщины лопасти δ в функции радиуса. В связи с этим зададим в пределах от r_1 до r_2 линейное уменьшение относительной скорости от начального значения W_1 до W_2 и незначительное утолщение лопасти в средней ее части (рис. 26).

Координаты средней линии контура лопасти в плане найдем в соответствии с интегральным уравнением (70), которое решим численным интегрированием. Для этого среднюю линию тока меридионального сечения колеса разобьем на 10 отрезков. Приращение центрального угла $\Delta\Theta_i$, соответствующее приращению радиуса Δr , решим по уравнению (72).

Имея зависимости W_i и δ от радиуса (см. рис. 26), текущий угол наклона лопасти β_{L_i} , соответствующий радиусу $r_1 \leq r_i \leq r_2$, определим из уравнения [10]

$$\sin \beta_{L_i} = \frac{V'_{m_i}}{W_i} + \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot r_i},$$

в котором меридиональная составляющая скорости

$$V'_{m_i} = \frac{\Theta_T}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i}.$$

В последнем выражении величину b_i снимаем с чертежа меридионального сечения колеса, построенного на основе предыдущего расчета (см. рис. 24, 25).

Расчеты координат r_i и Θ_i точек средней линии лопасти в плане для числа лопаток $z = 7$ и $z = 8$ сведены в табл. 12.

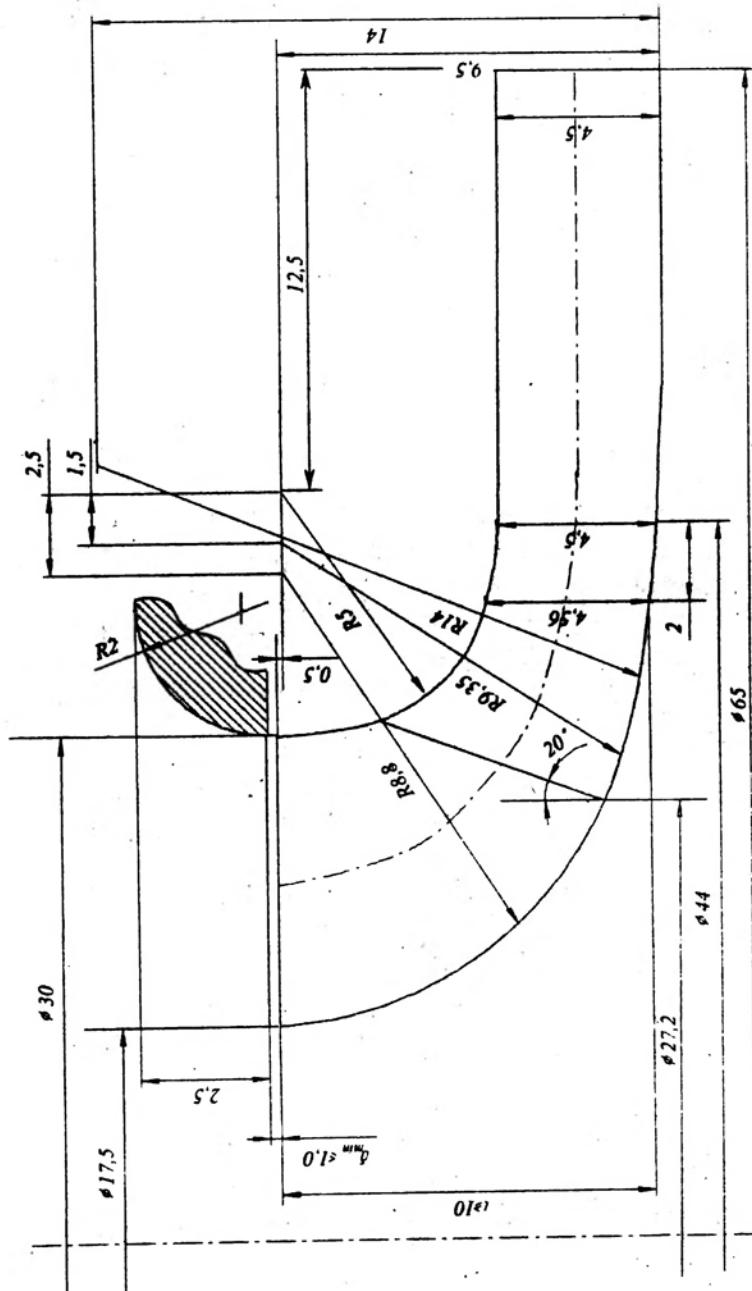


Рис. 24 Меридиональное сечение рабочего колеса при числе лопаток $z=7$

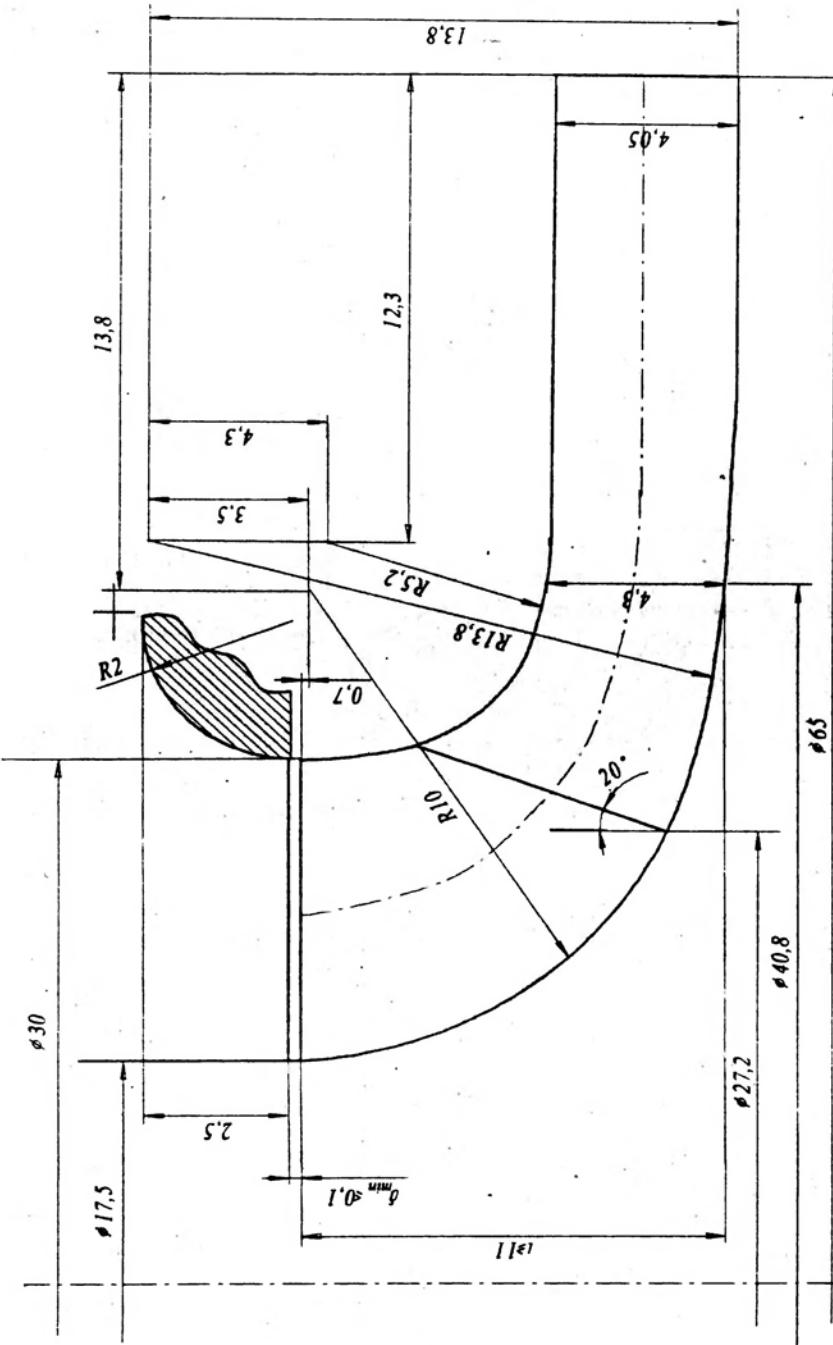


Рис. 25. Меридиональное сечение рабочего колеса при числе лопаток $z=8$

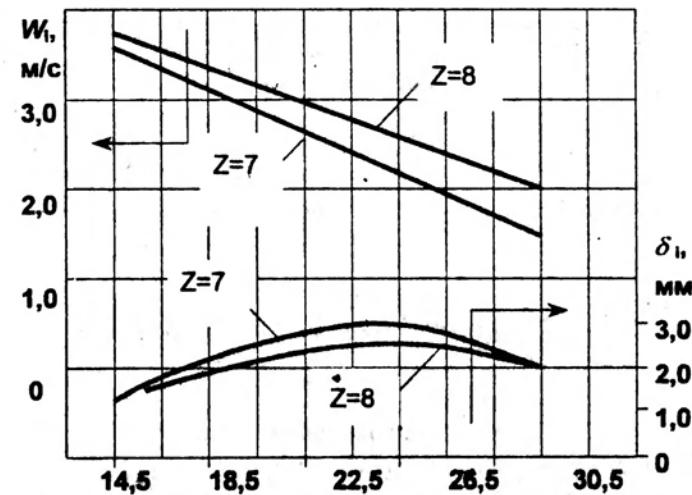


Рис. 26. Зависимость относительной скорости W и толщины лопасти δ от радиуса колеса

Таблица 12

№ п.п.	r_i	b_i	δ_i	W_i	V_{m_i}	β_i	B_i	$\Delta\Theta_i$	$\sum\Theta_i$
	мм	мм	мм	м/с	м/с	град	-	град	град
Число лопастей $z = 7$									
1	14,50	5,35	1,00	3,63	1,350	26,60	0,138	—	—
2	15,50	5,10	1,30	3,53	1,330	28,03	0,121	7,42	7,42
3	16,50	4,95	1,60	3,40	1,290	29,10	0,109	6,59	14,01
4	18,50	4,60	2,05	3,18	1,230	30,80	0,0907	11,44	25,45
5	20,50	4,50	2,40	2,93	1,140	31,30	0,0803	9,8	35,25
6	22,50	4,50	2,70	2,70	1,040	31,18	0,0734	8,81	44,06
7	24,50	4,50	2,90	2,45	0,953	31,40	0,0669	8,04	52,10
8	26,50	4,50	2,95	2,20	0,881	31,60	0,0613	7,34	59,44
9	28,50	4,50	2,80	2,00	0,819	31,30	0,0577	6,82	66,26
10	30,50	4,50	2,50	1,75	0,765	31,90	0,0527	6,32	72,58
11	32,50	4,50	2,00	1,50	0,718	33,00	0,0474	5,74	78,32
Число лопастей $z = 8$									
1	14,50	5,25	1,00	3,76	0,0878	27,10	0,1348	—	—
2	15,50	5,00	1,25	3,65	0,1027	28,30	0,1199	7,30	7,430
3	16,50	4,70	1,40	3,55	0,1080	29,30	0,1080	6,53	13,83
4	18,50	4,40	1,80	3,36	0,1239	30,50	0,0918	11,45	25,28
5	20,50	4,25	2,08	2,15	0,1292	30,80	0,0818	9,95	35,23
6	22,50	4,20	2,26	2,98	0,1279	30,00	0,0770	9,10	44,33
7	24,50	4,16	2,4	2,80	0,1247	29,50	0,0721	8,54	52,87
8	26,50	4,12	2,50	2,60	0,1201	29,35	0,0671	7,97	60,84
9	28,50	4,10	2,50	2,40	0,1117	29,10	0,0630	7,46	68,30
10	30,50	4,07	2,30	2,20	0,0960	28,70	0,0600	7,04	75,34
11	32,50	4,05	2,00	2,05	0,0784	28,50	0,0580	6,75	82,09

По координатам r_i и Θ_i строим среднюю линию сечения лопасти в плане (рис. 27 и 28). Из точек на средней линии как из центров проводим окружности диаметром, равным толщине лопасти на данном радиусе. Огибающая окружностей и является контуром сечения лопасти в плане.

Решетки лопастей (профилей) рабочих колес при $z = 7$ и $z = 8$ построены на рис. 27 и 28.

10.8. Расчет и профилирование лопастного отвода

Лопастной отвод состоит из нескольких профилированных каналов, причем каждый канал включает спиральную часть, диффузор и обратный подводящий канал. С учетом рекомендаций (88) и (89) примем входной радиус спирального отвода $r_3 = 33$ мм (диаметр $d_3 = 66$ мм), ширину $b_3 = 6,5$ мм, толщину входной кромки лопатки $\delta_3 = 1$ мм (см. рис. 18).

Используя зависимости (95) и (96), рассчитаем параметры лопастного отвода при выбранных коэффициенте стеснения потока лопатками отвода $\psi_3 = 0,9$ и опытном коэффициенте $\gamma = 1,1$, результаты расчетов сведем в табл. 13 и представим на рис. 29.

Таблица 13

Высота входного сечения диффузорного участка	h_3	мм	5,5	5,0	4,5	4,0	3,8	3,5
Число лопастей отвода	z_L	-	3,03	3,26	3,53	3,86	4,01	4,15

Из таблицы видно, что с увеличением числа лопастей высота h_3 входного сечения диффузора уменьшается. Это приводит, с одной стороны, к лучшему диффузору с большим перекрытием лопаток, а с другой – к росту потерь энергии на трение. Учитывая это, а также принимая во внимание, что наружный диаметр лопастного отвода (направляющего аппарата) $d \leq 85$ мм, примем число лопастей $z_L = 4$, а высоту входного сечения диффузора $h_3 = 3,8$ мм.

Определив размеры входного сечения диффузора (или выходного сечения спирального участка), очерчиваем спиральный участок лопастного отвода (см. рис. 29).

Опытом установлено, что участок спирали $a - c$ (см. рис. 18) с достаточной точностью можно очерчивать кривой [11].

$$r = r_3 + \frac{(\delta_3 + h_3) \cdot z_L \cdot \Theta^0}{360^0} \quad (99)$$

Результаты расчетов по формуле (99) представлены в табл. 14.

Таблица 14

Θ	град	0	15	22,5	30	45	60	67,5	90
r	мм	33,0	33,8	34,25	34,65	35,5	36,3	36,7	37,8

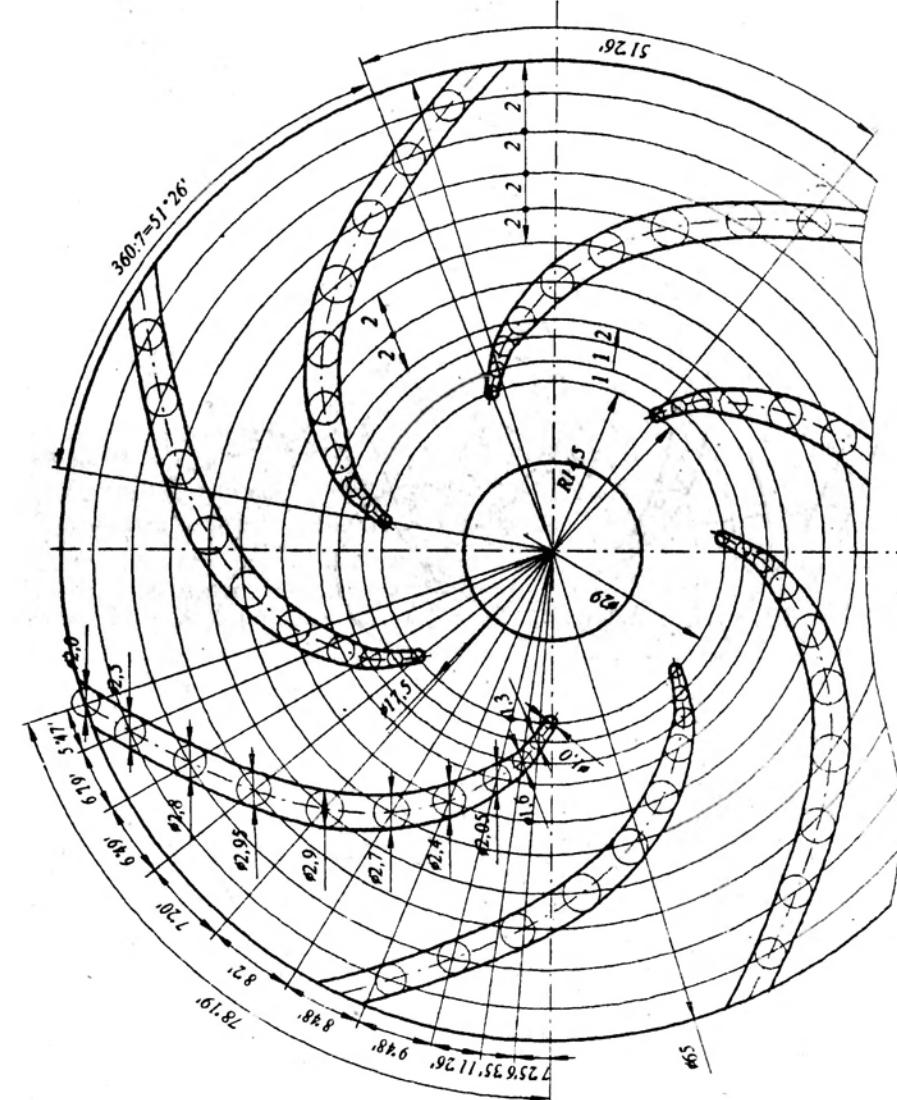


Рис. 27. Реметка профилей рабочего колеса при числе оборотов $z=7$

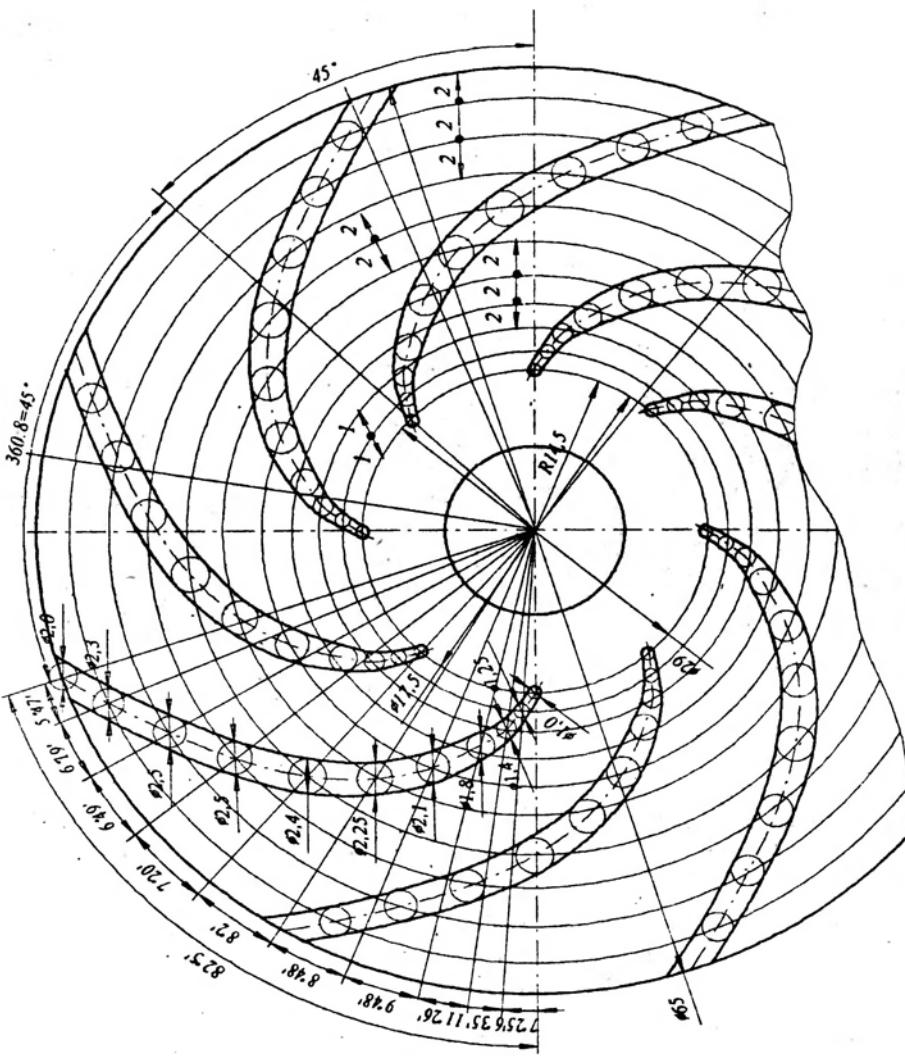


Рис. 28. Решетка профилей рабочего колеса при числе лопаток $z=8$

Совершенствование диффузорных каналов определяется коэффициентом использования кинетической энергии потока. Если спиральная часть отвода обеспечивает оптимальные условия работы лопастного колеса, то диффузорная часть определяет гидродинамическое совершенство лопастного отвода как преобразователя кинетической энергии в потенциальную. Наилучшие условия преобразования энергии обеспечивают прямоосные диффузоры. В современных конструкциях лопастных отводов приняты углы расширения диффузора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $\phi_B = (4\dots 8)^\circ$, $\phi_h = (6\dots 12)^\circ$, что соответствует [11]

$$\frac{A_4}{A_3} = 2,5\dots 3; \quad \frac{h_3}{l_{34}} = 3\dots 4. \quad (100)$$

Искривление оси диффузора позволяет уменьшить наружный диаметр лопастного отвода, но при этом снижается его гидравлический к.п.д.

Рассчитаем размеры диффузора, основываясь на выражениях (100).

Примем длину диффузора $l_{34} = 4 \cdot h_3 = 4 \cdot 3,8 = 16$ мм.

Высота диффузорного канала в выходном сечении

$$h_4 = h_3 + 2 \cdot l_{34} \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot \phi_h) = 3,8 + 2 \cdot 16 \cdot \operatorname{tg}(0,5 \cdot 8) \approx 6,5 \text{ мм},$$

а ширина

$$b_4 = b_3 + l_{34} \cdot \operatorname{tg}(\phi_B) = 6,5 + 16 \cdot \operatorname{tg}(7) \approx 8,5 \text{ мм.}$$

Площадь выходного сечения диффузора

$$A_4 = h_4 \cdot b_4 = 6,5 \cdot 8,5 = 55,25 \text{ мм}^2,$$

то есть превышает площадь входного сечения A_3 в 2,25 раза.

На рис. 29 показаны спиральный, диффузорный и обратный каналы лопастного отвода погружного насоса, построенные на основе рассчитанных выше геометрических параметров.

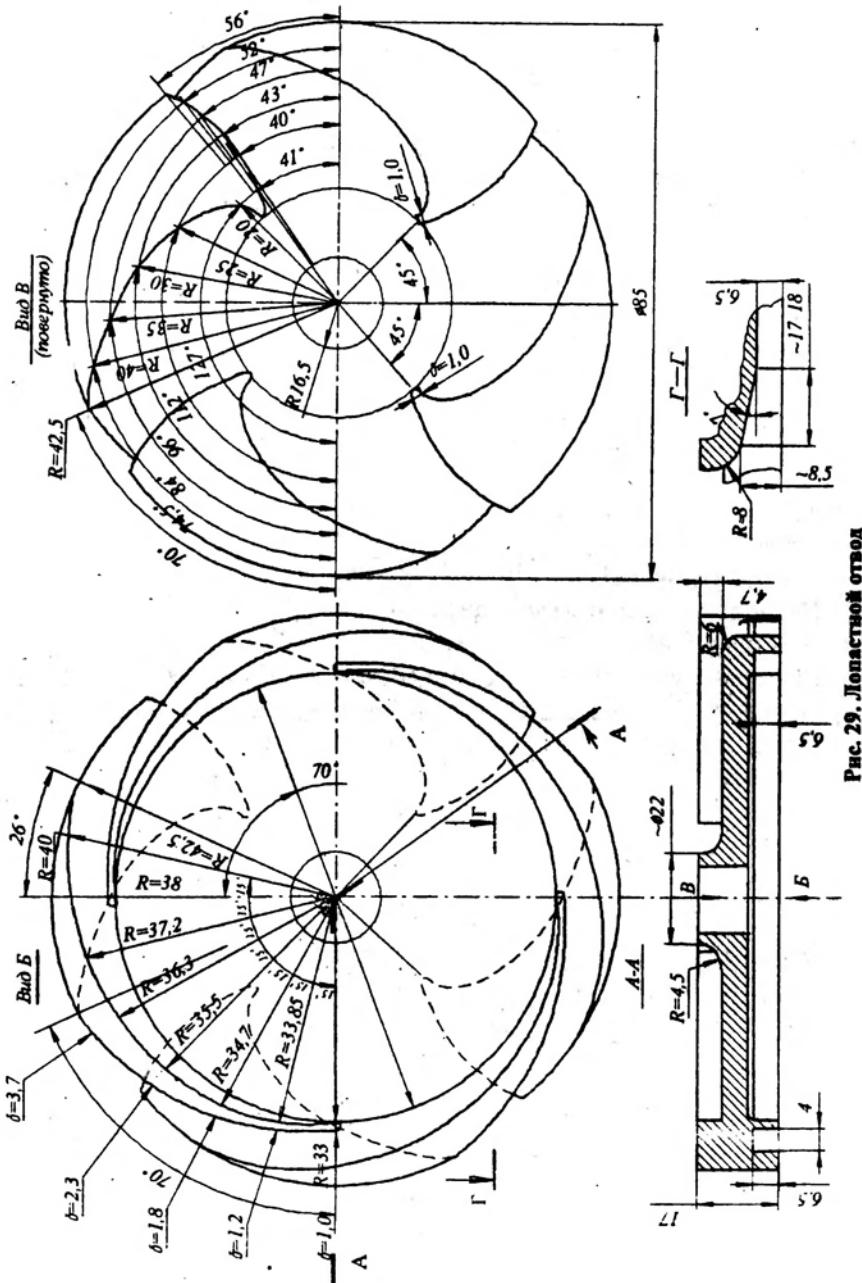


Рис. 29. Лопастной отвод

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Азарх Д.Н., Попова Н.В. Насосы: Каталог-справочник. –3-е. изд. – М.: Машгиз, 1960.
2. Атаманов В.Н., Емельянов В.А. Насосы осевые типа О, ОП и центробежные вертикальные типа В: Каталог-справочник. – М.: Цинтихимнефтемаш, 1970.
3. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. – 2-е. изд., перераб. / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.
4. Ефимович В.Ф. Руководство к курсовому проектированию центробежных насосов. – Челябинск: ЧПИ, 1972.
5. Кабанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи. – Минск: Вышэйшая школа, 1989.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966.
7. Михайлов А.К, Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. – М.: Машиностроение, 1971.
8. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960.
9. Руднев С.С., Матвеев И.В. Методическое пособие по курсовому проектированию лопастных насосов/ Под ред. О.В. Байбакова. – М.: МВТУ, 1974.
10. Рябинин Д.Д., Овсянников А.И. Методические указания к расчету проточной части рабочих колес центробежных насосов при выполнении расчетно-графических и практических работ по курсу “Лопастные машины и гидродинамические передачи”. – Киев: КГИ, 1989.
11. Чиняев И.А. Лопастные насосы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие сведения о центробежных насосах	3
2. Геометрические параметры рабочего колеса	3
3. Кинематика потока жидкости в лопастном колесе	5
4. Проектирование лопастных насосов	
4.1. Методы проектирования и типовые схемы лопастных насосов.....	12
4.2. Выбор типа насоса по коэффициенту быстроходности. Определение числа ступеней и потоков в насосе	14
4.3. Некоторые результаты статистической обработки данных по существующим насосам	15
5. Расчет основных геометрических параметров рабочего колеса	
5.1. Определение диаметра вала и втулки колеса	18
5.2. Определение основных размеров на входе в лопастное колесо	19
5.3. Определение основных размеров на выходе из рабочего колеса	22
6. Профилирование канала лопастного колеса в меридиональном сечении	24
7. Профилирование поверхности лопасти	26
8. Выбор типа и расчет подводящего устройства	30
9. Выбор и расчет канала отвода потока жидкости	34
9.1. Спиральные отводы	36
9.2. Расчет спиральных отводов круглого сечения	37
9.3. Расчет спиральных отводов произвольного сечения	38
9.4. Расчет и профилирование лопаточного отвода	40
10. Пример расчета лопастного колеса	
10.1. Исходные данные. Задача расчета	42
10.2. Выбор числа ступеней, предварительная оценка к.п.д. и основных размеров	42
10.3. Выбор числа лопаток рабочего колеса	44
10.4. Расчет основных геометрических параметров рабочего колеса	
10.4.1. Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо	44
10.4.2. Определение геометрических параметров на выходе рабочего колеса	46
10.5. Планы скоростей и основные размеры рабочего колеса	48
10.6. Профилирование колеса в меридиональном сечении	48
10.7. Профилирование поверхности лопасти	52
10.8. Расчет и профилирование лопастного отвода	56
Библиографический список	61

Евгений Константинович Спиридонов,
Любовь Савельевна Прохасько

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Учебное пособие

Техн.редактор А.В.Миних

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 24.09.2004. Формат
60x84 1/16. Печать офсетная. Усл.печ.л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,85.
Тираж 100 экз. Заказ 397/ 462 . Цена 24 р.

УОП Издательства. 454080, г.Челябинск, пр. им.В.И.Ленина, 76.