

## **Влияние допусков основных размеров проточной части центробежного насоса на разброс его основных параметров**

д.т.н. проф. Шейпак А.А., Чивилева М.С., д.ф.-м.н. доц. Шейпак И.А.  
МГИУ, МГУ им. М.В. Ломоносова  
8(495) 939-55-40, [asheyp@msiu.ru](mailto:asheyp@msiu.ru), 8(495) 726-10-39

*Аннотация.* В статье представлен метод расчета влияния допусков основных размеров проточной части центробежного насоса на разброс величин напора, КПД и критического кавитационного запаса при номинальной величине подачи. Рассматриваются симметричные и односторонние отклонения размеров.

*Ключевые слова:* симметричный и односторонний допуск, напор насоса, КПД насоса, критический кавитационный запас, нормальное распределение случайной величины, хи-квадрат распределение случайной величины

### **Введение**

При серийном производстве центробежных насосов из-за отклонений размеров проточной части, обусловленных технологией изготовления, выходные параметры изделия (напор, КПД, критического кавитационного запаса) имеют отклонения от заданных значений параметров. В некоторых случаях предусматриваются технологические испытания и доработка деталей для обеспечения малого разброса параметров машины. Во всех случаях целесообразно иметь возможность численно оценить влияние допусков на изготовление проточной части. В случае изготовления проточной части литьем или электроэрозией допуска, как правило, назначаются симметричными. При применении токарной обработки рационально назначать допуска «в металл» – односторонними. Оценка влияния допусков для турбин расчетным методом показала хорошие результаты и позволила перейти от сплошного контроля характеристик машины путем технологических испытаний к выборочным испытаниям, существенно уменьшив затраты на производство [1]. Для насосов результаты математического моделирования при применении модели симметричных допусков оказались менее эффективными [2], так как такой определяющий размер, как наружный диаметр рабочего колеса, имеет почти всегда односторонний допуск. Кроме того, использованный в работе [2] расчетный метод позволял получить результаты для небольшого объема статистического материала.

В настоящей работе представлен метод учета как двухсторонних, так и односторонних допусков для энергетических и кавитационных показателей центробежных насосов в диапазоне изменения коэффициента быстроходности от 20 до 300.

### **Постановка задачи**

При моделировании технологического разброса геометрических параметров предполагалось, что геометрические размеры имеют нормальный закон распределения (рисунок 1) [3]. Случайные («псевдослучайные») числа имеют нормальный закон распределения с параметрами:  $M=0$ ,  $\sigma=1$ , где  $M$  - математическое ожидание, а  $\sigma$  - среднеквадратичное отклонение. В ходе расчета для симметричного двухстороннего допуска реализовалось соотношение:

$$x_i = \bar{x}_i + \frac{1}{3} \cdot RSL \cdot \delta x_i \quad (1)$$

В формуле (1):  $RSL$  - случайное («псевдослучайное») число,  $\bar{x}_i$  - среднее значение  $i$ -го геометрического размера,  $\delta x_i$  - допуск на  $i$ -ый геометрический размер.

Для несимметричного двухстороннего допуска надо задавать различные значения среднеквадратичного отклонения.

При односторонних допусках использовалось распределение «Хи-квадрат» с двумя степенями свободы (рисунок 2), т.е. имеющее следующие параметры  $M=2$ ,  $\sigma=4$ .

В ходе расчета реализовывалось соотношение:

$$x_i = \bar{x}_i \pm \frac{1}{4} \cdot (\chi^2 - 2) \cdot \delta x \quad (2)$$

Если  $\chi^2 - 2 < 0$ , то это значение отбрасывалось и считалось следующее. Для расчетов была написана программа на языке С++, которая выдавала 1000 случайных чисел распределённых по заданным законам. Также была построена гистограмма нормального распределения и распределения “хи-квадрат” и проведена проверка, в результате которой было выявлено, что данные числа подчиняются выбранным распределениям.

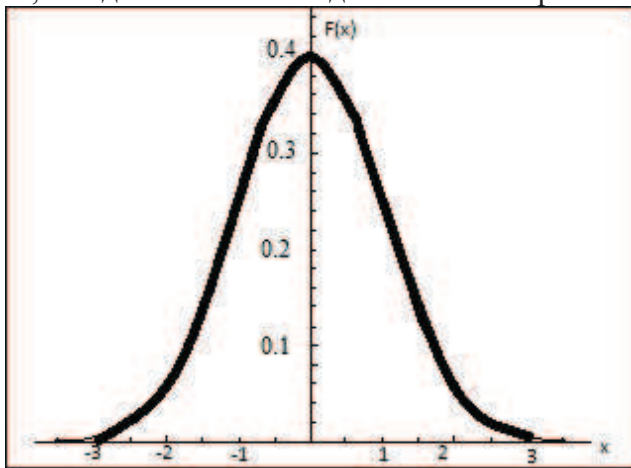


Рисунок 1. Нормальный закон распределения

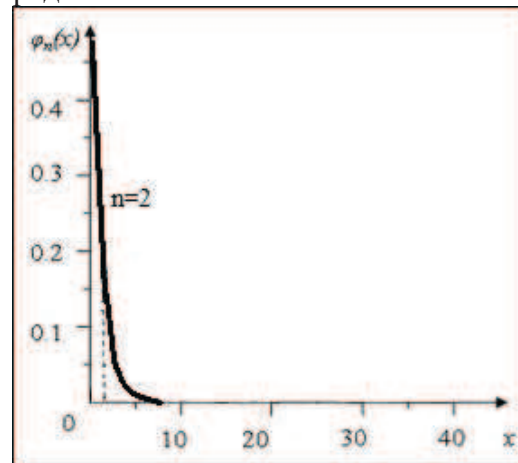


Рисунок 2. Закон распределения “Хи-квадрат”

В результате проведения расчетов были получены гистограммы распределения напора, кпд и критического кавитационного запаса. Основные расчеты были проведены в программе ехе, и весь диапазон изменения параметров насоса был разделен на интервалы, границы которых обозначены цифрами на горизонтальной оси. Размер по вертикали – относительная частота чисел.

### Влияние допусков основных размеров проточной части центробежного насоса на разброс напора и кпд

Работа проводилась на базе центробежного насоса консольного типа 2К-9. Это одноступенчатый центробежный насос с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу и спиральным отводом.

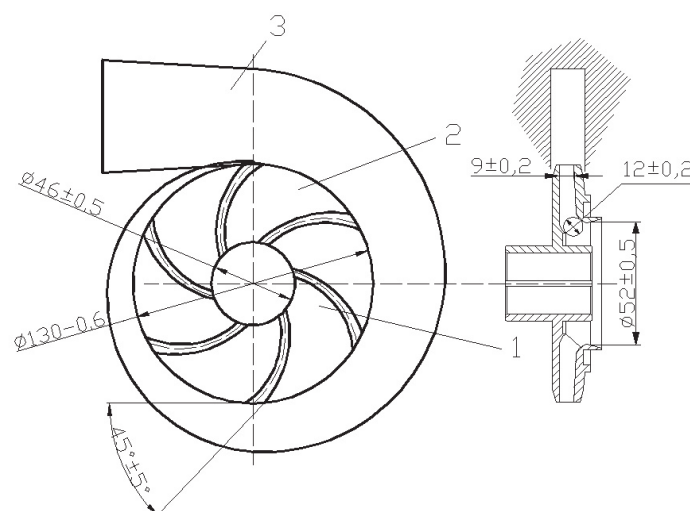


Рисунок 3. Центробежный насос

Насос (рисунок 3) состоит из 3 основных компонентов (подвод-1, рабочее колесо-2, отвод-3). Подвод выполнен в виде прямоосного конфузора, который направляет жидкость из трубопровода всасывания в рабочую камеру. Для анализа работы насоса в таблице 1 приведены допуски на основные размеры проточной части насоса.

При расчетах насоса использовалась полуэмпирическая методика, изложенная в работе [1], в ходе которой реализовывалось следующее выражение для напора:

$$H_t = H_{t\infty} - \frac{u_2^2}{g} (1 - Y) \quad (3)$$

В формуле (3)  $Y = 1 - 0.005 \cdot \beta_2$  - коэффициент активного радиуса, для углов  $5^\circ < \beta_2 < 40^\circ$ ,  $u_2 = \frac{\pi n d_2}{60}$  - абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса,  $H_{t\infty} = \frac{v_{2u\infty} u_2}{g}$  - теоретический напор при бесконечном числе лопаток.

Для получения напорной характеристики насоса необходимо знать зависимость отдельных составляющих гидравлических потерь от величины подачи. В первом приближении целесообразно разделить суммарные гидравлические потери на две составляющие: на участке от точки измерения давления на входе в насос до выходного сечения рабочего колеса и от выходного сечения рабочего колеса до точки измерения давления на выходе из насоса. Первую составляющую будем называть потерями в лопастном или рабочем колесе  $\Delta H_k$ , а вторую – потерями в отводящем устройстве (спиральный отвод и диффузор)  $\Delta H_0$ .

Таблица 1

Параметры	$x_i$	$\delta x_i$
Наружный диаметр рабочего колеса $d_2$ , мм	130 129,7	-0,6 ±0,3
Диаметр входа в рабочее колесо $D_0$ , мм	52 51,5	-1 ±0,5
Внутренний диаметр рабочего колеса $d_1$ , мм	45	±0,5
Ширина рабочего колеса на входе $b_1$ , мм	12	±0,3
Ширина рабочего колеса на выходе $b_2$ , мм	9	±0,2
Угол выхода лопатки $\beta_2$	40	±5°
Толщина лопатки на входе в рабочее колесо $S_1$ , мм	5	±0,5, ±1,0
Толщина лопатки в окружном направлении на выходе колеса $S_2$ , мм	9	±0,5
Радиальный зазор $\delta$ , мм	0,2	±0,05
Диаметры уплотнения $D_{y1}$ , мм $D_{y2}$ , мм	50 49,8	+0,5 -0,05
Подача $Q$ , л/с	2,5	
Число лопаток на входе, $z$	6	
Частота вращения $n$ , об/мин	2880	

Потери в лопастном колесе определяются по формуле:

$$\Delta H_k = \xi_k \frac{w_1^2}{2g} \quad (4)$$

Коэффициент потерь  $\xi_k$  зависит от доли энергии  $h$ , передаваемой рабочим колесом жидкости за счет циркуляции в относительном движении:

$$\xi_k = 0,769 + 0,35h, \quad (5)$$

$$h = \frac{w_{2u} u_2 - w_{1u} u_1}{g H_t} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2}{1 - \frac{v_{2m}}{u_2 t g \beta_{2\pi}}} \quad (6)$$

Гидравлические потери в отводе на расчетном (номинальном) режиме работы насоса

можно записывать в зависимости от одного значения коэффициента потерь:

$$\xi_0 = \frac{\Delta H_0 2g}{v_{2u}^2}, \text{ где } \xi_0 = 0,20 \quad (7)$$

Величина утечек через уплотнения и механические потери подсчитывались по общепринятым зависимостям [2]. Далее подсчитывались значения напора  $H$  и КПД  $\eta$

На рисунке 4 представлена гистограмма распределения напора, на рисунке 5 представлена гистограмма распределения КПД, результаты расчета статистических параметров приведены в таблице 2.

Анализ результатов расчета показывает, что несимметричность допусков влияет на величину асимметрии распределения напора.

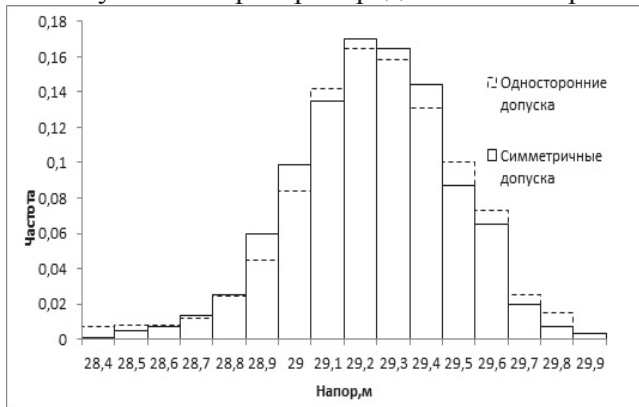


Рисунок 4. Гистограмма распределения напора

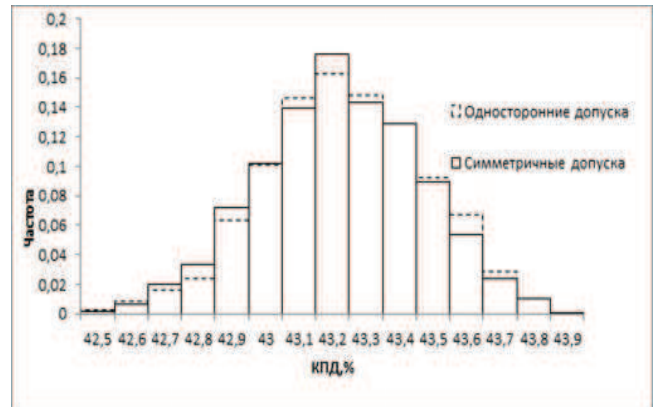


Рисунок 5. Гистограмма распределения КПД

Таблица 2

Напор	Односторонние допуски	Симметричные допуски
Среднее значение	29,30	29,29
Среднеквадратичное отклонение	0,252	0,232
Экссесс	2,974	2,833
Выборочная асимметрия	0,432	0,119
КПД	Односторонние допуски	Симметричные допуски
Среднее значение	0,433	0,432
Среднеквадратичное отклонение	0,002	0,002
Экссесс	2,73	2,56
Выборочная асимметрия	0,032	0,035

### Влияние допусков основных размеров входа проточной части центробежного насоса на разброс критического кавитационного запаса

В центробежных насосах кавитация возникает при небольшом давлении на входе. Опыт показывает, что область минимального давления располагается внутри проточной части насоса, чаще всего на задней стороне входной части лопастей. В некоторых случаях кавитация может возникать во входной части диффузора у языка спирали, однако этот вид характерен для высоконапорных насосов и в настоящей работе не рассматривается. Кавитационный срыв работы насоса определяется основными размерами входа в рабочее колесо, в первую очередь толщиной входной кромки лопатки (рисунок 6).

Геометрия входа в колеса определяет картину течения, причем величина критического кавитационного запаса зависит от закрутки потока за счет появления обратных токов. Повышение кавитационных качеств центробежных насосов сопровождается уменьшением гидравлического КПД вследствие появления обратных токов на входе в рабочее колесо.

В работе [2] получена следующая формула для определения критического кавитационного запаса:

$$\Delta h_{кр} = 1.3 \frac{v_0^2}{2g} + 0.3 \frac{v_0^2 + (1-\psi^2)u_1^2}{2g}, \quad (8)$$

где:  $\psi = 0,75e^{-0,95\frac{3v_0}{\bar{F}}}$ ,  $\bar{S} = \frac{100ZS_1}{\pi D_1}$ ,  $v_0 = \frac{v_0}{u_1}$ ,  $\bar{F} = \frac{4D_1 b_1}{D_0^2}$ ,  $u_1 = \frac{\pi n D_1}{60}$  - окружная скорость на входе в рабочее колесо,  $v_0 = \frac{4Q}{\pi D_0^2}$  - абсолютная скорость в горле колеса.

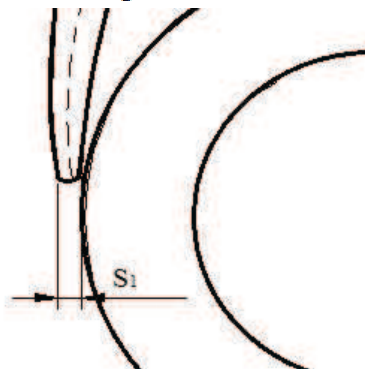


Рисунок 6. Входная кромка лопатки центробежного колеса.

Основные размеры, определяющие кавитацию, как правило, имеют симметричные допуски на изготовление. Поэтому при расчетах использовалось только нормальное распределение для двух вариантов допуска на входную кромку:  $\pm 0,5$  мм и  $\pm 1,0$  мм. Результаты расчетов гистограммы распределения критического кавитационного запаса приведены на рисунке 7. Основные статистические характеристики для двух вариантов расчета сведены в таблицу 3.

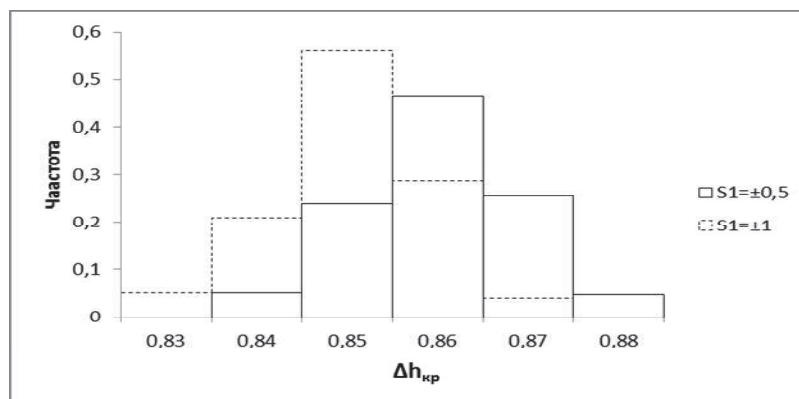


Рисунок 7. Гистограмма распределения критического кавитационного запаса

Таблица 3

Параметры	$S_1=\pm 0,5$	$S_1=\pm 1$
Среднее значение	0,859	0,855
Среднеквадратичное отклонение	$2,99 \cdot 10^{-5}$	$3,96 \cdot 10^{-5}$
Эксцесс	2,12	2,39
Выборочная асимметрия	0,0747	0,0826

По результатам расчетов можно сделать заключение о значимом отличии среднеквадратичного отклонения и небольшом увеличении эксцесса при изменении допусков на толщину кромки.

### Заключение

Разработана математическая модель для расчета влияния допусков на выходные параметры центробежного насоса. Показано влияние правильного задания поля допусков на напор насоса. Получена количественная зависимость влияния допуска изготовления

толщины входной кромки на разброс величины критического кавитационного запаса.

### Литература

1. Шейпак А.А. Влияние технологических отклонений размеров проточной части динамического пневмопривода на изменение его КПД. Машиностроение и инженерное образование. 2009, №4 (21), с. 2-10 (0)
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Часть 2-ая, Гидравлические машины и гидропневмопривод: Учебник / Под ред. А.А. Шейпака. - 5-е изд., доп. и перераб. - М: МГИУ, 2008. - 352 с.
3. Берков Н.А., Миносцев В.Б., Шишанин О.Е. Курс высшей математики ч.3 —МГИУ, 2007. — 192 с.

### **Обеспечение управляемости мобильных платформ для роботизированных комплексов вооружения и военной техники**

д.т.н. проф. Шипилевский Г.Б.  
Университет машиностроения  
(495) 223-05-23, доб. 1527

*Аннотация.* Обеспечение управляемости мобильных платформ для роботизированных комплексов вооружения и военной техники должно происходить с учётом особенностей ограниченной информационной поддержки оператора, наблюдающего за движением управляемого объекта по монитору видеоканала и управляющего этим движением по каналу дистанционного управления. При этом управление скоростью не предполагает особых затруднений, но остановка объекта перед внезапно обнаруженным препятствием должна происходить с минимальной задержкой. В то же время для обеспечения траекторной управляемости с учётом неизбежной инерционности рекомендуется ввести в структуру системы управления форсирование управляющего сигнала по первой производной и обратную связь по фактической угловой скорости поворота.

*Ключевые слова:* *мобильные платформы, роботизированные комплексы вооружения и военной техники, управляемость, скорость, траектория*

Мобильные платформы являются несущей частью комплексов вооружения и военной техники (ВВТ), призванной обеспечивать их подвижность с нужными свойствами. Укажем, что термин «роботизированные» слабо отражает суть таких объектов, которые на самом деле следует рассматривать как находящиеся под дистанционным управлением по радио или проводам подвижные средства ВВТ, причём в этом управлении присутствует обратная связь посредством установленных на них видеокамер.

Особенностью этого управления является ограниченное информационное обеспечение, существенно уступающее тому, которое имеет водитель обычного наземного транспортного средства. Оператор, управляющий движением объекта, имеет только изображение на дисплее того, что видит и передаёт видеокамера, направленная вперёд по ходу (может присутствовать и видеокамера заднего вида, но её использование не рассматривается). Из-за этого он лишён таких вроде бы вспомогательных, но на самом деле достаточно важных источников информации, как боковое зрение и ощущения вестибулярного и опорного аппаратов. Понятно, что это не может не сказаться на качестве управления и потребует несколько иных подходов, отличающихся от обычных решений.

Специфическое назначение объектов такого рода и условия их использования вкупе с указанными особенностями накладывают специфические требования качества управления движением. Во-первых, нужно сформулировать эти требования, а во-вторых, попытаться предложить средства, облегчающие их выполнение. За базовое соображение примем высказанное в [1] предложение оценивать управляемость по точности отработки управляющего воздействия. При этом будем рассматривать обе задачи управления – по скорости движения