

**О формуле подобия при обточке рабочих колес центробежных насосов**

д.т.н. проф. Кондратьев А.С.  
 Университет машиностроения  
 8 (495) 223-05-23, [ask41@mail.ru](mailto:ask41@mail.ru)

*Аннотация.* Показано, что при обточке рабочих колес центробежных насосов, не соблюдается условие геометрического подобия, вследствие чего сравниваемые насосы не являются геометрически подобными. Качественно показано, что, как и наблюдается в опытах, отношение подач таких насосов пропорционально диаметрам обточенного и необточенного рабочих колес.

*Ключевые слова:* центробежный насос, геометрическое подобие, обточенные рабочие колеса, сравнение характеристик.

Используя представления теории подобия, результаты испытаний модельного центробежного насоса могут быть пересчитаны на проектируемый натурный центробежный насос, как правило, с более высокими характеристиками. Конкретные выражения, рекомендуемые для такого пересчета, связывающие подачи ( $Q$ ) и напоры ( $H$ ) натурального и модельного насосов имеют вид [1, 2]:

$$Q_n / Q_m = (n_n D_n^3) / (n_m D_m^3); \quad (1)$$

$$H_n / H_m = (n_n D_n)^2 / (n_m D_m)^2; \quad (2)$$

где:  $n$  – частота вращения рабочего колеса;  $D$  – характерный линейный размер, например, наружный диаметр рабочего колеса, а индексом  $n$  обозначены величины для натурального насоса; индексом  $m$  – для модельного насоса.

Одним из приемов, расширяющих область применения центробежных насосов, является обточка рабочих колес при сохранении постоянной частоты вращения, то есть при  $n_n = n_m$ . Для определенности в дальнейшем примем, что индексом  $n$  обозначены величины насоса с необточенным рабочим колесом, а индексом  $m$  – насоса с обточенным рабочим колесом. С учетом того, что при обточке рабочего колеса зазор между дисками рабочего колеса (ширина рабочего колеса) сохраняется постоянным, для рассматриваемого случая в [2] со ссылкой на закон подобия приведены выражения:

$$Q_n / Q_m = (D_n^2) / (D_m^2), \quad (1^*)$$

$$H_n / H_m = (D_n)^2 / (D_m)^2. \quad (2^*)$$

Экспериментальная проверка выражений (1\*) и (2\*) показала, что для центробежных насосов, имеющих коэффициент быстроходности  $n_s < 150$  [2] или  $n_s < 350$  [1], для расчета характеристик центробежного насоса с обточенным рабочим колесом рекомендуется без какого-либо теоретического обоснования пользоваться эмпирическими зависимостями:

$$Q_n / Q_m = (D_n) / (D_m), \quad (3)$$

$$H_n / H_m = (D_n)^2 / (D_m)^2. \quad (4)$$

Следует отметить, что сохранение зазора между дисками рабочего колеса при его обточке противоречит условию геометрического подобия, поскольку при уменьшении рабочего колеса он должен также уменьшиться, и, следовательно, прямое использование формул подобия некорректно. Поскольку различие в диаметрах обточенного и необточенного рабочего колеса достигает 20 % [1], то, как показывает практика инженерных расчетов, различия в интегральных характеристиках должны быть того же уровня и не должны приводить к изменению вида функциональной зависимости  $Q = Q(D)$ , переходу от теоретической зависимости (1\*) к эмпирической зависимости (3). Более существенным является то, что при обточке рабочего колеса нарушается требование геометрического подобия проточных полостей насоса, в частности зазоров в щелевых уплотнениях [1]. К такого вида щелевому уплотнению относится зазор между языком и внешним диаметром необточенного рабочего колеса, величина

которого оценочно составляет около 1 мм. При обточке величина этого зазора должна уменьшиться пропорционально уменьшению диаметра рабочего колеса. Проведем оценку обточки рабочего колеса с позиции выполнения условий геометрического подобия. Например, при внешнем диаметре рабочего колеса 200 мм и его обточке до 160 мм величина зазора составляет 20 мм и, следовательно, относительная величина щелевого зазора с 0,01 возросла до 0,25, то есть больше чем на порядок. Таким образом, геометрическое подобие центробежных насосов с обточенным и необточенным рабочим колесом не только не выполняется, но имеет противоположную направленность. Следовательно, никакое подобие центробежных насосов с необточенным и с обточенным рабочим колесом не может иметь место. В данном случае можно лишь вести сравнение интегральных характеристик разных центробежных насосов похожего конструктивного исполнения, не имеющих геометрического подобия. Покажем, что этот результат может быть получен аналитическим путем.

Будем рассматривать каждый из центробежных насосов как самостоятельный насос. Теоретический напор при работе каждого из насосов на закрытую задвижку равен квадрату окружной скорости рабочего колеса деленному на ускорение силы тяжести  $(\omega_m D_m)^2 / (4g)$  и  $(\omega_n D_n)^2 / (4g)$ . Поскольку в рассматриваемом случае угловые скорости обоих насосов равны  $\omega_m = \omega_n$ , то для отношения напоров получим выражение (4).

При анализе выражения, определяющего подачу насоса, отметим следующее. В обоих случаях выходное поперечное сечение насоса, начинающееся в выходной части спиралевидного отвода и заканчивающееся языком, одно и то же  $S_n = S_m$ , то есть условно «живое сечение» на выходах обоих насосов одинаково. Тогда, с точностью до разности направлений векторов абсолютной скорости для необточенного и обточенного рабочих колес, объемный расход равен произведению площади на характерную скорость, то есть  $(\omega_n D_n) / 2$  или  $(\omega_m D_m) / 2$ . Следовательно, при  $\omega_n = \omega_m$  отношение подач равно:

$$Q_n / Q_m = [S_n (\omega_n D_n) / 2] / [S_m (\omega_m D_m) / 2] = (D_n) / (D_m). \quad (3^*)$$

К этому же выражению можно прийти другим путем. Язык, установленный в месте сочленения начала кольцевого спиралевидного отвода, охватывающего снаружи рабочее колесо, и начала короткого кольцевого диффузора, через который жидкость направляется в напорный патрубок, почти предотвращает кольцевой переток жидкости [1]. При перемещении жидкости внутри кольцевого спиралевидного отвода на неё действует центробежная сила, под воздействием которой жидкость целиком заполняет объем кольцевого спиралевидного отвода, на выходе из которого почти вся жидкость по касательной направляется в конический диффузор. В возвратно-кольцевое движение вовлечена небольшая часть жидкости, расположенная между поверхностью ограниченной радиусом языка и радиусом необточенного рабочего колеса. В случае установки обточенного рабочего колеса на жидкость действуют те же силы. При этом в кольцевом перетоке участвует жидкость, расположенная между поверхностью, ограниченной радиусом языка и радиусом обточенного рабочего колеса. Толщина этого слоя жидкости значительно больше зазора между языком и внешним радиусом необточенного рабочего колеса. Но что примечательно, жидкость, поступающая из периферийной выходной части кольцевого спиралевидного отвода в конический диффузор, имеет скорость  $(\omega_n D_n) / 2$ . Качественно это объясняется тем, что участвующая в кольцевом перетоке жидкость, после прохождения языка оттесняется жидкостью, поступающей из рабочего колеса на периферию, и в дальнейшем перемещается вдоль периферийной части кольцевого спиралевидного отвода, стремясь приобрести окружную скорость  $(\omega_n D_n) / 2$ , с точностью до потерь энергии на трение в жидкости. Отсюда следует, что в случае использования обточенного рабочего колеса масштаб скорости  $n_m D_m \rightarrow n_n D_n$  и, так как  $n_n = n_m$ , то  $D_m \rightarrow D_n$ . Подставляя это выражение в (1), с учетом того, что один характерный размер – зазор между дисками рабочего колеса, сохраняется приблизительно постоянным, снова получим выражение (3).

Как нам представляется, необходимость привлечения эмпирической зависимости (3) связана со стремлением использовать соотношения подобия для центробежных насосов, в то время как, в действительности, при сравнении обточенных и необточенных рабочих колеса речь идет о центробежных насосах разного конструктивного исполнения, когда принципы подобия не выполняются ни по одному показателю, а именно: по расстоянию между дисками в рабочем колесе и по величине зазора между языком и внешним диаметром рабочего колеса, которое изменяется более существенно (на порядок и более), чем расстояние между дисками рабочего колеса. Именно последнее обстоятельство и вызывает изменение вида функциональной зависимости отношения подач модельного и натурального насосов, вместо ожидаемой квадратичной, следующей из геометрического подобия, к прямой пропорциональности, которая наблюдается в опытах.

Таким образом, в процессе преподавания при изложении вопросов подобия центробежных насосов в качестве расчетных соотношений следует использовать зависимости (1) и (2) (например, при пересчете характеристик центробежных насосов на другую частоту вращения), а при изменении области использования центробежных насосов путем обточки рабочих колес – зависимости (3) и (4), которые не являются следствием теории подобия, но приближенно соответствуют опытным данным.

### Литература

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов // Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М.: «Издательский дом Альянс». 2009. 423с.
2. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов. М.: Стройиздат. 1986. 320 с.

### **О необходимости управления давлением воздуха в шинах легковых автомобилей в зависимости от степени их загрузки**

к.т.н. доц. Красавин П.А., Смирнов А.О.  
Университет машиностроения,  
(495) 223-05-23, доб. 1587, [avt@mami.ru](mailto:avt@mami.ru)

*Аннотация.* В статье рассмотрена необходимость учёта степени загрузки легковых автомобилей при внедрении и использовании системы автоматического управления давлением воздуха в шинах всех колёс и представлен алгоритм управления давлением воздуха в шинах легкового автомобиля в зависимости от скорости его движения.

*Ключевые слова:* автомобиль, давление воздуха, автоматическое управление, пневматическая шина, пятно контакта, центростремительная сила, степень загрузки.

О необходимости нормирования давления воздуха в пневматических шинах, автоматического управления им без участия человека, и о последствиях несоблюдения данных норм ранее говорилось не раз. Всем известно, что корректировка давления воздуха в шинах в зависимости от условий движения автомобиля является до сих пор открытым вопросом, требующим более тщательного изучения. В предлагаемой статье речь пойдёт о шинах легковых автомобилей.

В конструкции любого автомобиля автопроизводитель закладывает определенные пятна контакта шины автомобиля с дорожным полотном. Но эти оптимальные пятна контакта колеса и дороги изменяются под действием многих факторов, два из которых самые значимые: загрузка автомобиля и скорость движения автомобиля.

Для обеспечения оптимального пятна контакта с дорогой при загрузке автомобиля автопроизводитель задает в конструкции необходимые значения давления воздуха в шинах передней и задней осей автомобиля. Но эти значения соответствуют минимальному и максимальному давлению в шинах, которое необходимо выставить при минимальной и макси-