

11, ноябрь 2015

УДК62-253.5

Экспериментальный поиск оптимального диаметра входа в рабочее колесо малорасходного центробежного насоса

Протопопов А. А., аспирант

Россия, 125047, г. Москва, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН

Киляков А.В., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидравлика, гидромеханика, гидропневмоавтоматика»*

Научный руководитель: Петров А.И., к.т.н,

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидравлика, гидромеханика, гидропневмоавтоматика»*

alex_i_petrov@bmstu.ru

В ряде отраслей промышленности применяются малорасходные центробежные насосы с кольцевым отводом. В качестве привода вала рассматриваемого насоса применяется электродвигатель постоянного тока с обмотками независимого возбуждения. Существующие на данный момент методики расчёта центробежных насосов [1], [2], [3], [4] ориентированы на относительно большие значения величины подачи. Это обуславливает необходимость разработки методов расчёта центробежных насосов на малые подачи.

С этой целью был проведён экспериментальный поиск оптимального диаметра входа в рабочее колесо малорасходного центробежного насоса.

Для этого был разработан экспериментальный стенд, показанный на рис. 1, включающий в себя бак, 2 манометра, расходомерное сопло, регулировочный вентиль и соединяющие их трубопроводы.

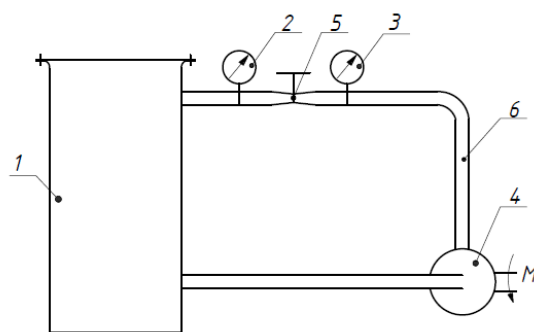


Рис. 1. Экспериментальный стенд для испытаний центробежного насоса: 1 – бак ;
2,3 – манометр; 4 – насос; 5 – расходомерное сопло; 6 - трубопровод

На данном стенде были получены экспериментальные данные и занесены в таблицу 1, 2, 3.

Таблица 1

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками
с диаметром входа 2,5 мм

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа	Q, л/мин
1	24,8	1,86	1,5	30	2,1
2	24,8	1,86	6	30	1,94
3	24,7	1,86	10	30	1,8
4	24,7	1,86	14	30,5	1,6
5	24,7	1,86	18	31	1,4
6	24,7	1,86	22	32	1,3
7	24,8	1,85	26	33	1,1
8	24,9	1,85	28	33	0,9
9	24,9	1,85	34	35	0,4
10	24,7	1,85	36	36	0

Таблица 2

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками
с диаметром входа 10 мм

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа	Q, л/мин
1	21,2	1,85	2	14	1,4
2	21,5	1,85	4	16	1,4
3	21,9	1,86	6	16,5	1,3
4	22	1,86	8	17	1,2
5	22	1,86	10	17,5	1,1
6	22,1	1,86	12	18	1,0
7	22,1	1,86	14	18,5	0,8
8	22,1	1,86	16	19	0,7
9	22,1	1,86	18	20	0,6
10	22,1	1,86	22	22	0

Таблица 3

Испытания центробежного насоса с рабочим колесом с 4-мя лопатками
при напряжении U = 24 В

№	U, В	I, А	P ₁ , КПа	P ₂ , КПа	Q, л/мин
1	24,1	1,85	1,5	28	2,1
2	24,6	1,85	3	29	2,0
3	24,8	1,85	5	29	2,0
4	24,8	1,85	10	30	1,8
5	24,9	1,85	15	31	1,6
6	25,1	1,85	20	32	1,4
7	25	1,85	25	33	1,1

8	25,2	1,86	30	34	0,8
9	25,4	1,86	35	36	0,4
10	25,3	1,85	38	38	0

На основании представленных данных были построены графики расходно-перепадных характеристик указанных на рис. 2.

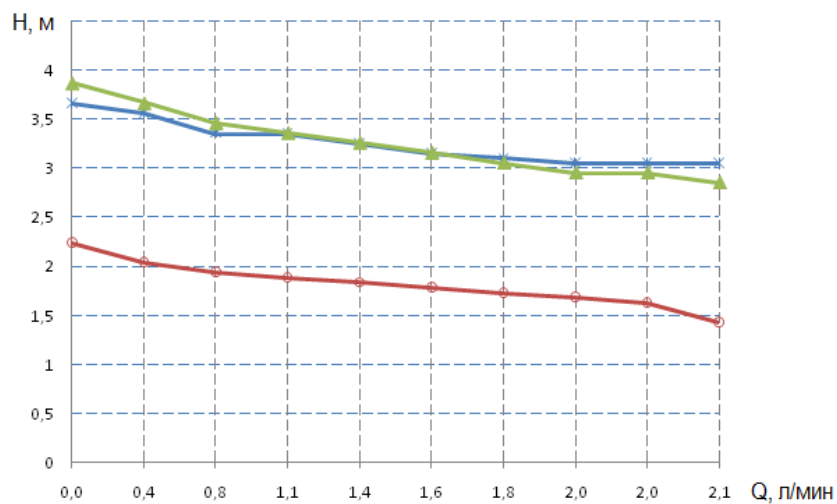


Рис. 2. Расходно-перепадные характеристики насоса

Для каждой из характеристик была найдена максимальная полезная мощность по следующей формуле:

$$N_{max} = \frac{P_2 \cdot Q}{60} \quad (1)$$

где N_{max} – полезная мощность.

Для различных рабочих колёс по формуле (1) были получены следующие значения максимальных полезных мощностей, показанных в таблице 4:

Таблица 4

Максимальная полезная мощность насоса с различными рабочими колесами

	ПК с D1=2.5	ПК с D1=5	ПК с D1=10
$N_{max}, \text{Вт}$	1,05	0,98	0,3

Полученный результат позволяет осуществить поиск зависимости максимальной полезной мощности от диаметра входа в рабочее колесо. С этой целью осуществим аппроксимацию экспериментальных точек, представленную на рис. 3.

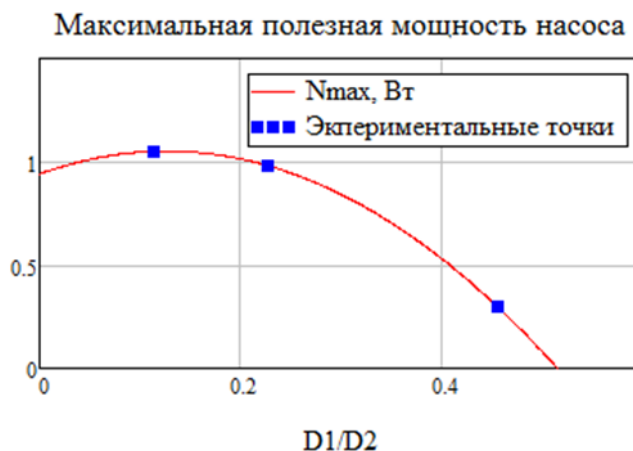


Рис. 3. Зависимость максимальной полезной мощности от отношения диаметра входа к диаметру выхода

На основании рис.3 можно сделать вывод, что предпочтительное отношение диаметра входа к диаметру выхода 0,1...0,23.

Список литературы

1. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентрибежном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. DOI: 10.7463/0914.0725724.
2. Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. DOI: 10.7463/0812.0445666.
3. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 6-9.

4. Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 3-5.