

УДК 621.22

Сравнение методик расчета центробежного насоса применительно к нефтедобывающей отрасли

Галактионов Н.О., студент

Россия, 115280, г. Москва, Московский государственный индустриальный университет, кафедра «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины»

Научный руководитель: Шейнак А.А., д.т.н., профессор

Россия, 115280, г. Москва, Московский государственный индустриальный университет, webmaster@msiu.ru

Погружные центробежные насосы настоящее время являются одним из основных средств механизированной эксплуатации нефтяных скважин. Добыча нефти из скважин, оборудованных погружными центробежными насосами, за 2013 год составила 402,3 млн. тонн нефти (82% от общего объема).

По типу конструкции, погружные центробежные насосы относятся к лопастным центробежным насосам динамического типа, и представляет собой многоступенчатую и в общем случае многосекционную конструкцию. Рабочими органами являются колесо рабочее (КР) и аппарат направляющий (АН), который является отводящим устройством лопаточного типа (рис.1)

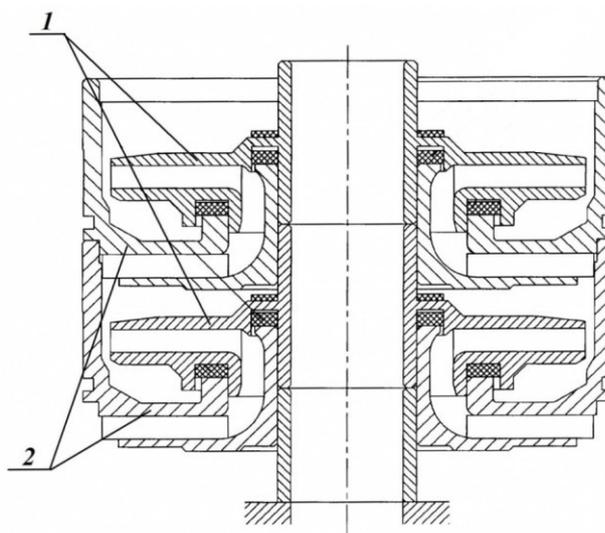


Рис. 1. Рабочие органы ступени погружного центробежного насоса.

При проектировании погружного центробежного насоса на этапе задания основных геометрических параметров рабочих органов, необходимо получить приближенное значения гидравлических параметров ступени насоса, таких как теоретический напор, КПД, для этого выполняют поверочный расчет.

Выполним сравнение нескольких методик поверочного расчета параметров ступени погружного центробежного насоса.

Для проведения поверочного расчета, необходимо задать следующие параметры:

n - частота вращения ротора, об/мин.;

Q - объемный расход воды. м³/сут.;

Так же используем геометрические параметры имеющейся конструкции колеса рабочего (Рис. 2,3) и аппарата направляющего (Рис.4,5), погружного центробежного насоса в пятом габарите с объемным расходом $Q=100$ м³/сут., для численного сравнения, приведенных далее методик расчета:

Геометрические параметры рабочего колеса:

- R_{pok} , - радиус покрывного диска, м;
- R_{osn} - радиус основного диска, м;
- b_2 - ширина кромки лопатки, м;
- β_{2A} - угол установки лопатки, град;
- δ_2 . - толщина лопатки, м;
- R_0 - радиус (периферийный) на входе, м;
- R_1 - средний диаметр кромки, м;
- b_1 - ширина кромки лопатки на входе, м;
- β_{1A} - угол установки, град;
- Z_1 - количество лопаток;
- δ_1 - толщина кромки, м;
- r_{vt} - диаметр втулки, м;

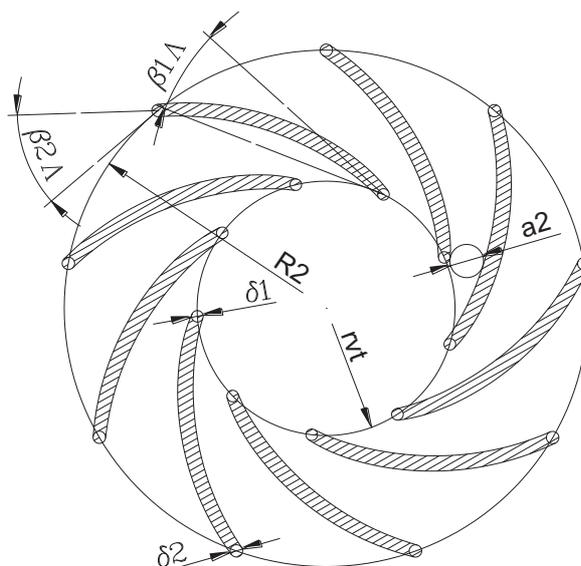


Рис. 2. Вид колеса рабочего в радиальной плоскости указанием основных обозначений

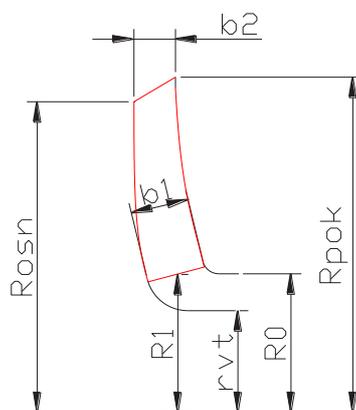


Рис. 3. Вид колеса рабочего в меридиональной плоскости с указанием основных обозначений

Геометрические параметры направляющего аппарата:

- R_{max} - внутренний радиус корпуса, м
- h - зазор между внутренним радиусом корпуса и периферийным радиусом отвода, м
- Z_3 - число каналов отвода
- L_k - длина кольцевого канала, м
- a_3 - расстояние между лопатками в радиальной плоскости, м
- b_3 - ширина канала в меридиональной плоскости на входе, м
- R_4 - радиус на выходе из канала, м
- α_{k3} - угол средней линии канала на входе, град
- α_{k4} - угол средней линии канала на выходе, град
- b_4 - ширина канала в меридиональной плоскости на выходе, м

- δ_3 - толщина кромки на входе, м

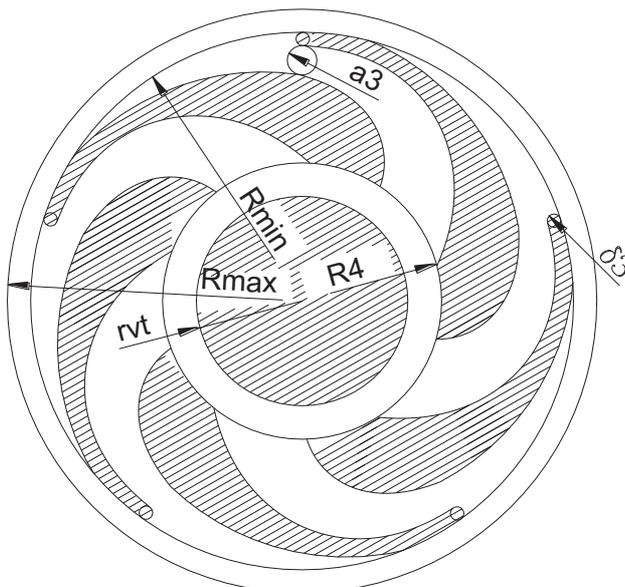


Рис. 5 Вид спрямляющего аппарата в радиальной плоскости с указанием основных обозначений

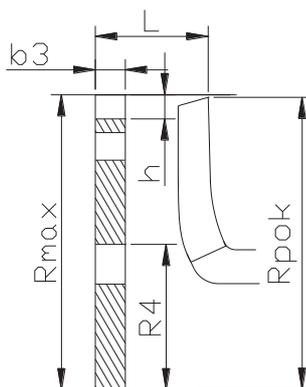


Рис. 4. Меридиональное сечение ступени с указанием основных обозначений

Расчеты теоретического напора и напора ступени центробежного насоса проведены по методикам по К. Пфлейдерера, С. П. Лифшица, Ф. Вейснера, А.А. Ломакина, А.А. Шейпака;

Расчет теоретического напора по Пфлейдереру, Ломакину:

$$\psi = 0,6 \cdot (1 + \sin(\beta_{2L}))$$

$$r_1 = \frac{R_1}{R_2} \text{ – отношение радиусов крыльчатки на входе и выходе}$$

$$p = \frac{2\psi}{z_2 \cdot (1 - r_1^2)}$$

$\mu = \frac{1}{1+p}$ – коэффициент учета конечного числа лопаток

$C_{u2} = \mu \cdot U_2(1 - q_2)$ – окружная составляющая скорости на выходе

$H_t = \frac{C_{u2} \cdot U_2 - C_{u1} \cdot U_1}{9.81}$ – теоретический напор

Расчет теоретического напора по С.П. Лифшицу:

$$f_3 = \left(\frac{\pi}{Z_2} \cdot \sin(\beta_{2b}) - \frac{\delta_2}{2R_2} \right) \cdot \tan(\beta_{2b}) \cdot \frac{b_1}{b_2} \cdot \frac{1-r_1}{2}$$

$$K_l = 5853.4 \cdot f_3^4 - 5037.4 \cdot f_3^3 + 782.64 \cdot f_3^2 - 46.255 \cdot f_3 + 1.0176$$

$\mu_l = 1 - \frac{\frac{\pi}{Z_2} \cdot \sin(\beta_{2b}) - \frac{\delta_2}{2R_2} + K_l \cdot q_2}{1 - q_2}$ – коэффициент учета конечного числа лопаток

$C_{u2l} = \mu_l \cdot U_2(1 - q_2)$ – окружная составляющая скорости на выходе

$H_t = \frac{C_{u2l} \cdot U_2 - C_{u1} \cdot U_1}{9.81}$ – теоретический напор

Расчет теоретического напора по Ф. Вейснеру:

$$r_{11} = e^{\frac{-8.16 \cdot \sin(\beta_{2b})}{Z_2}} - \text{предельное отношение радиусов } R_1/R_2$$

При превышении этого значения теоретический напор становится зависимым от радиуса кромки R_1 на входе

$r_1 = \frac{R_1}{R_2}$ – отношение радиусов крыльчатки на входе и выходе

$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_{2b})}}{Z_2}$, при условии $r_1 < r_{11}$. В остальных случаях:

$$\sigma = \left(1 - 1 - \frac{\sqrt{\sin(\beta_{2b})}}{Z_2} \cdot \left(1 - \left(\frac{r_1 - r_{11}}{1 - r_{11}} \right)^3 \right) \right)$$

$H_{tv} = (\sigma - q_2) \cdot \frac{U_2^2 - C_{u1} \cdot U_1}{9.81}$ – теоретический напор

Расчет теоретического напора по А.А. Шейпаку:

$C_{u2\infty} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan(\beta_{2b})}$ – окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса, с поправкой на бесконечное число лопаток.

$H_{t\infty} = \frac{C_{u2\infty} \cdot U_2}{9.81}$ – теоретический напор, с поправкой на бесконечное число лопаток

$Y = (R_0/R_1)^2$ - коэффициент активного радиуса

Если угол β_2 удовлетворяет условию $5 < \beta_2 < 40$, для определения коэффициента активного радиуса, можно применить следующую полуэмпирическую формулу:

$$Y = 1 - 5 \cdot 10^{-3} \cdot \beta_{2b}$$

$$H_t = \frac{1}{9.81} (C_{u2\infty} \cdot U_2 - U_2^2 \cdot (1 - Y^2)) - \text{теоретический напор}$$

Таблица 1

Результаты сравнения методик расчета теоретического напора

	Н _{теор} , м
К. Пфлейдерер, А. А. Ломакин	6.778
С. П. Лифшиц	6.314
Ф. Вейснер	7.980
А. А. Шейпак	8.189

Из результатов видно, что расчёты по Пфлейдереру, Ломакину и Лифшицу дают наиболее близкие результаты с среднеарифметической величине напора.

Далее приведены расчеты механического, объемного, гидравлического и полного КПД ступени центробежного насоса по методикам по К. Пфлейдерера, А.А. Ломакина, А.А. Шейпака:

Расчет КПД по К. Пфлейдереру:

Колесо рабочее и аппарат направляющий с точки зрения расчётной схемы имеют одни и те же гидравлические элементы: кромки на входе и на выходе, обтекаемые с определёнными углами атаки (на входе) и загромождающие сечение канала, диффузорные или конфузорные каналы, изменяющие направление потока. Расчёт этих элементов в предлагаемой методике проводится по зависимостям гидравлики, в том числе, трубной. Потери отдельных сопротивлений суммируются. При этом предполагается, что отсутствует взаимное влияние одного сопротивления на другое. Криволинейный диффузор (конфузор) представляется в виде суммы трёх сопротивлений: прямолинейного диффузора (конфузора) с эквивалентным углом раскрытия и той же длиной средней линии, сопротивления трения и сопротивления при повороте потока. Потери на удар при входе определяются отдельно. Из-за большого объема материала, опустим расчеты, которые подробно приведены в работе [1].

Расчет КПД по А.А. Ломакину:

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^4} - \text{коэффициент быстроходности}$$

$$D_{1pr} = 4.5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} - \text{диаметр живого сечения}$$

$$\eta_o = \frac{1}{\left(1 + 0.68 \cdot n_s^{-\frac{2}{3}}\right)} - \text{объемный КПД}$$

$$\eta_g = 1 - \frac{0.42}{\left(\log(D_{1pr}) - 0.172\right)^2} - \text{гидравлический КПД}$$

$$\eta_m = \frac{1}{\left(1 + \frac{820}{n_s^2}\right)} - \text{механический КПД}$$

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m - \text{полный КПД}$$

Расчет КПД по А.А.Шейпаку:

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^4} - \text{коэффициент быстроходности}$$

$$K_0 = \frac{(2R_0)}{\sqrt[3]{Q/n}} - \text{Приведенный коэффициент диаметра } D_0$$

$$\eta_o = \frac{1}{\left(1 + \frac{0.01}{\sqrt[3]{n_s^2} \cdot \sqrt[3]{Q/n}}\right)} - \text{объемный КПД}$$

$$\eta_g = \frac{1}{\left(1.15 + 0.66 \cdot 10^{-5} \cdot K_0 \cdot n_s^{\frac{4}{3}}\right)} - \text{гидравлический КПД}$$

$$\eta_m = \frac{1}{\left(1.08 + \frac{100}{n_s^2}\right)} - \text{механический КПД}$$

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m - \text{полный КПД}$$

Во всех приведенных формулах расчета по А.А. Шейпаку, размерность частота вращения – об/мин.

Полученные результаты, сведены в таблицу 2

Таблица 2

Результаты сравнения методик расчета КПД

	$\eta_g, \%$	$\eta_{\text{мех}}, \%$	$\eta_o, \%$	$\eta, \%$
К. Пфлейдерер	84,0	90,7	86,9	62,9
А. А. Шейпак	85,3	91,9	93,7	74,0
А. А. Ломакин	84,6	93,8	97,1	77,1

По полученным результатам видно, что наиболее сильные различия проявляются в расчете величины объемного КПД, по остальным параметрам результаты довольно близки. Полученный диапазон полного КПД составил: 62.9-77.1%

По указанным методикам, можно получить приближенное значение величин напора и КПД, однако в зависимости от выбранного метода расчета, будет определенный разброс получаемой величины, как в большую так и меньшую сторону.

Список литературы

1. Пфлейдерер К. Лопастные машины М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. 685 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е изд. перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч.2. Гидравлическое машины и гидропневмопривод / под ред. А.А. Шейпака. 5-е изд., доп и перераб. М.: МГИУ, 2008. 352 с.
4. Лившиц С.П. Высоконапорные дутьевые машины центробежного типа. Л.: Машиностроение, 1976. 234 с.
5. Вейснер. Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колесах центробежных насосов // Энергетические машины и установки. Труды американского общества инженеров-механиков, 1967. В 4. С. 123-138.
6. Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. Российские установки лопастных насосов для добычи нефти и их применение. Энциклопедический справочник. Пермь: ООО «Пресс-Мастер», 2007. 645 с.