

УДК 621.671

doi:10.18720/SPBPU/2/id20-343

*Горбатов Даниил Анатольевич*<sup>1</sup>, инженер  
sum1996@yandex.ru

*Калаев Владимир Анатольевич*<sup>1</sup>, проф., д.т.н.  
kalayev@mail.ru

*Шумилин Сергей Александрович*<sup>1</sup>, ведущий инженер, к.т.н.  
sashumilin@mail.ru

<sup>1</sup>ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, г. Санкт-Петербург

## ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КРИОГЕННОГО НАСОСА ПО ДВУХВАЛЬНОЙ СХЕМЕ РАБОТЫ

**Аннотация.** С целью повышения кавитационных показателей рассмотрена работа насоса по двухвальной конструктивной схеме с использованием планетарного редуктора, что позволяет существенно повысить экономическую эффективность его работы. Приведены результаты гидродинамического расчёта лопастных систем насоса для перекачки сжиженного пропана с температурой  $t = -41\text{ C}^\circ$ .

**Ключевые слова:** насос, кавитация, шнек, редуктор, гидравлика, потери.

*Gorbatov Daniil*<sup>1</sup>, engineer  
sum1996@yandex.ru

*KalaeV Vladimir*<sup>1</sup>, Professor, Doctor of Engineering Sciences  
kalayev@mail.ru

*Shumilin Sergei*<sup>1</sup>, leading engineer,  
Candidate of Technical Sciences  
sashumilin@mail.ru

<sup>1</sup>JSC «NPO CKTI», Russia, St. Petersburg

## HYDRAULIC CALCULATION OF THE FLOW PART OF THE CRYOGENIC PUMP ACCORDING TO THE TWO-SHAFT OPERATION SCHEME

**Abstract.** In order to increase cavitation indicators, the operation of the pump according to a two-shaft structural scheme using a planetary gearbox is

considered, which allows to significantly increase the economic efficiency of its operation. The results of hydrodynamic calculation of vane pump systems for pumping liquefied propane with a temperature of  $t = -41\text{ }^{\circ}\text{C}$  are presented.

**Keywords:** pump, cavitation, inducer, gearbox, hydraulic, losses.

## Введение

При транспортировке морским путём сжиженного углеводорода (пропан с температурой  $t = -41\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) используются откачивающие погружные многоступенчатые насосные агрегаты, установленные внутри приёмного резервуара объёмом  $20\ 000\ \text{м}^3$ . В качестве примера укажем на существующий насосный агрегат 60982 R4-600-60-100 фирмы «Atlas Copco» со следующими параметрами:

1. Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$ ( $\text{м}^3/\text{с}$ )	1500 (0,417)
2. Напор, м	250
3. Частота вращения, об/мин	1500
4. Кавитационный запас, м	0,8
5. КПД, %	84,5
6. Мощность, кВт	750

Проточная часть насоса состоит из 4-х рядовых ступеней с рабочими колёсами центробежного типа и предвключенного колеса осевого типа с переменным втулочным отношением. На аналогичные параметры был выполнен также гидродинамический расчёт лопастной системы насоса [1], который показал, что основную сложность в создании данного насоса заключается в обеспечении его бескавитационной работы. Так как величина динамического разрежения при заданных величинах подачи и кавитационного запаса зависит от частоты вращения ротора, то целесообразно проектировать предвключенную ступень на пониженную частоту вращения таким образом, чтобы сохранить соосность роторов предвключенной и рядовой ступени. Это можно осуществить двумя способами: либо с применением

вращающегося направляющего аппарата рабочего колеса рядовой ступени [2], который работает в режиме центробежной гидротурбины с КПД, соответствующему значению передаточного отношения, либо с использованием планетарного редуктора, размещённого в полости между ступицей рабочего колеса и спрямляющей решёткой предвключенной ступени. В этом случае экономическая эффективность работы насоса значительно снижается, так как КПД планетарного редуктора составляет 97–98 %. Применение планетарного редуктора позволяет увеличить частоту вращения основного ротора насоса до  $n = 3000$  об/мин и тем самым сократить количество рядовых ступеней с 4 до 1, что существенно снижает вес и уменьшает габариты насосного агрегата. В соответствии с изложенным на рис. 1 и рис. 2 приведены проточные части насоса по двухвальной схеме с использованием вращающегося направляющего аппарата и планетарного редуктора.

### Расчёт проточной части

Проточная часть состоит из предвключенной ступени, в состав которой входит водорез, осевое и центробежное колесо и спрямляющая решётка направляющего аппарата, и рабочее колесо рядовой ступени с выправляющим аппаратом.

Последовательность расчёта следующая. Задаёмся величиной кавитационного коэффициента быстроходности рабочего колеса рядовой ступени  $S_{кр} = 900$  и определяем по (1) необходимую величину подпора для обеспечения бескавитационной работы:

$$\Delta h_{кр} = \left( \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,417}}{900} \right)^{1,33} = 27,7 \text{ м.} \quad (1)$$

Тогда по (2) величина напора предвключенной ступени:

$$H_{п.ст} = \varphi \cdot \Delta h_{кр} - \Delta h_x = 1,2 \cdot 27,7 - 2 = 32 \text{ м,} \quad (2)$$

$$\Delta h_x = \Delta h_T + \Delta h_t, \quad (3)$$

где  $\Delta h_t$  – величина термодинамической поправки, значение которой определяется расчётным путём и составляет 1,29 м [3].

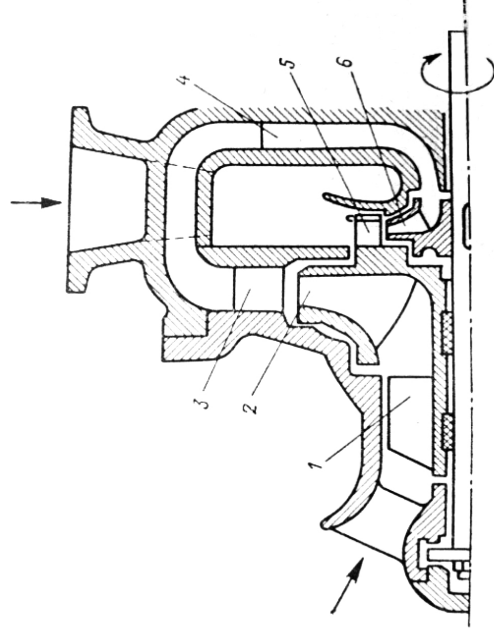


Рис. 1. Вариант исполнения проточной части по двухвальной схеме

с вращающимися направляющим аппаратом:

- 1 — предвключенный шнек; 2 — центробежное колесо первой ступени; 3 — лопаточный отвод;
- 4 — лопатка обратного канала; 5 — радиальная турбина; 6 — центробежное колесо второй ступени

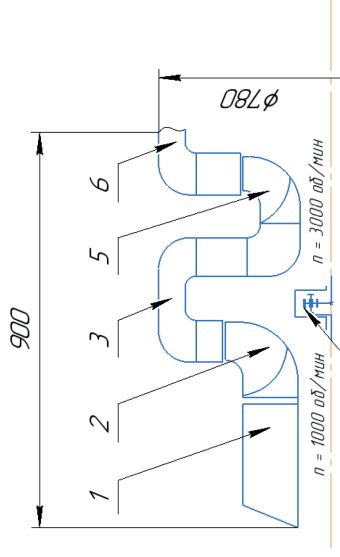


Рис. 2. Вариант исполнения проточной части по двухвальной схеме

с планетарным редуктором:

- 1 — осевое рабочее колесо предвключенной ступени; 2 — центробежное рабочее колесо предвключенной ступени; 3 — направляющий аппарат предвключенной ступени;
- 4 — планетарный редуктор; 5 — центробежное рабочее колесо рядовой ступени;
- 6 — направляющий аппарат рядовой ступени

Величина напора рядовой ступени по (4) равна:

$$H_p = H - H_{\text{п.ст}} = 250 - 32 = 218 \text{ м.} \quad (4)$$

Параметры рядовой ступени, следующие:  $Q = 1500 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $0,417 \text{ м}^3/\text{с}$ );  $\Delta h_{\text{кр}} = 28 \text{ м}$ ;  $H = 218 \text{ м}$ ;  $n_s = 125$ ;  $n = 3000 \text{ об/мин}$ ;  $D_2 = 0,440 \text{ м}$ ;  $\Delta h = 32 \text{ м}$ .

Проектирование и гидравлический расчёт лопастных систем на первоначальном этапе работы выполнялся с использованием САПР ЛС [4] с последующим проверочным расчётом в ANSYS CFX.

Диаметр рабочего колеса  $D_2 = 0,440 \text{ м}$ , быстроходность  $n_s = 125$  и расчётные параметры в приведённых величинах составили следующие значения:  $n_1' = 89,4 \text{ об/мин}$ ;  $Q_1' = 0,146 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $\sigma \leq 0,13$ .

Основные геометрические значения проточной части и лопастной системы K1706 следующие:

$$\begin{aligned} b_2 &= 0,09 \cdot D_2, \quad D_r = 0,66 \cdot D_2, \quad d_{\text{вт}} = 0,4 \cdot D_2, \quad z = 7; \\ \beta_{\text{н}} &= 28 - 28 - 28; \\ \beta_{\text{вс}} &= 15,5 - 21 - 28; \\ \varphi &= 118 - 118 - 118; \\ l/t &= 2,4 - 2,48 - 2,59. \end{aligned}$$

Результаты гидродинамического расчёта даны в таблице 1.

Таблица 1

Результаты гидродинамического расчёта

	1 ЛТ	3 ЛТ	5 ЛТ	7 ЛТ	9 ЛТ
$RV_u, \text{ м}^2/\text{с}$	1,25	1,27	1,27	1,26	0,23
$h_{\text{пр}}, \%$	4,5	3,5	2,7	2,1	1,7
$h_{\text{уд}}, \%$	0	0	0	0	0,4
$\sigma$	0,12	0,11	0,12	0,11	0,1

Из представленных данных следует, что профильные потери в рабочем колесе составляют 2,9 %, ударные потери практически отсутствуют, а с учётом вторичных потерь, обусловленных трением жидкости об ограничивающие диски и перетекани-

ем жидкости поперёк лопастного канала от стороны давления к стороне разрежения, которые по данным Г. Ю. Степанова пропорциональны профильным потерям и зависят от соотношения ширины и высоты межлопастного канала, суммарные гидравлические потери в колесе рядовой ступени составляют 5,8 %. Величина динамического разрежения  $\sigma = 0,11$ , чему соответствует  $\Delta h = 0,11 \cdot 218 = 24$  м и  $C_{кр} = 1004$ , что больше принятой в расчёте величины. Следовательно, обеспечивается бескавитационная работа насоса при условии создания напора предвключенной ступени напора  $H = 32$  м. Осреднённая величина момента скорости на выходе из рабочего колеса  $RV_u = 1,26$  м<sup>2</sup>/с. Этому значению соответствует теоретический напор  $H_T = 262$  м. Действительный напор равен  $H = 236$  м, т. е. обеспечивается с запасом в 8 %.

Проточная часть предвключенной ступени, как указывалось ранее, состоит из рабочего колеса осевого типа SL1706 и рабочего колеса центробежного типа Кп 1706. Исходные параметры следующие: расход  $Q = 1500$  м<sup>3</sup>/ч, частота вращения ротора  $n = 1000$  об/мин, напор  $H = 32$  м.

Определим величину напора осевого колеса для обеспечения бескавитационной работы центробежного колеса. Исходя из принятого значения  $C_{кр} = 950$ , определим величину  $\Delta h_{кр}$ :

$$\Delta h_{кр} = \left( \frac{5,62 \cdot 1000 \cdot \sqrt{0,417}}{950} \right)^{1,33} = 6 \text{ м.}$$

Тогда величина напора предвключенного осевого колеса составит:

$$H_{ПК} = \varphi \cdot \Delta h_{кр} - \Delta h_x = 1,35 \cdot 6 - 2 = 6 \text{ м.}$$

Величина напора центробежного колеса:

$$H_{ц.б.} = 32 - 6 = 26 \text{ м.}$$

Основные расчётные параметры предвключенной ступени составили следующие значения:  $Q = 0,417$  м<sup>3</sup>/с;  $H = 26$  м;  $n = 1000$  об/мин.

Рабочее осевое колесо имеет следующие геометрические параметры:

$$D_r = 0,8 \cdot D_2, \quad d_{\text{вт}} = 0,29 \cdot D_2, \quad z = 3;$$

$$\beta_H = 19 - 27,2 - 45,8;$$

$$\beta_{\text{вс}} = 11 - 18,3 - 30,6;$$

$$\varphi = 219 - 254 - 270;$$

$$\Delta\varphi = 0 - 35 - 51;$$

$$l/t = 1,91 - 2,29 - 2,94.$$

Результаты гидродинамического расчёта SL1706 даны в таблице 2.

Таблица 2

Результаты гидродинамического расчёта

	1 ЛТ	3 ЛТ	5 ЛТ	7 ЛТ	9 ЛТ
$RV_u, \text{ м}^2/\text{с}$	0,365	0,38	0,365	0,32	0,1
$h_{\text{пр}}, \%$	3,7	2,9	2,1	1,3	1,0
$h_{\text{уд}}, \%$	0	0	0	0	0
$\sigma$	0,061	0,059	0,062	0,061	0,055

Из представленных данных следует, что суммарные гидравлические потери в осевом колесе составляют 4,8 %, ударные потери отсутствуют. Величина максимального динамического разрежения составляет  $\sigma = 0,061$ , т. е. обеспечивается запас по отсутствию кавитационных явлений, так как  $\Delta h_x = 0,061 \cdot 32 = 1,95$  м и  $\Delta h = \Delta h_x - \Delta h_t = 1,95 - 1,29 = 0,66$  м, что меньше требуемой величины. Среднее значение момента скорости на выходе  $RV_u = 0,316 \text{ м}^2/\text{с}$ , чему соответствует теоретический напор  $H_T = 8,5$  м, а действительный напор составил  $H = H_T \cdot 0,9 = 7,6$  м, что больше требуемой величины для обеспечения работы центробежного колеса предвключенной ступени без кавитационных явлений.

Центробежное рабочее колесо предвключенной ступени Кп 1707. Основные геометрические параметры проточной части и лопастной системы приняты следующими:

$$b_2 = 0,2 \cdot D_2, \quad D_r = 0,74 \cdot D_2, \quad d_{вг} = 0,29 \cdot D_2, \quad z = 7.$$

$$\beta_H = 26,5 - 26 - 25,5;$$

$$\beta_{вс} = 22 - 26,3 - 30,1;$$

$$\varphi = 80 - 85 - 90;$$

$$l/t = 1,71 - 1,89 - 2,0.$$

Результаты гидродинамического расчёта рабочего колеса Кп 1707 даны в таблице 3.

Таблица 3

**Результаты гидродинамического расчёта**

	1 ЛТ	4 ЛТ	7 ЛТ
$RV_{и\text{вх}}, \text{ м}^2/\text{с}$	0,36	0,34	0,10
$RV_{и\text{н}}, \text{ м}^2/\text{с}$	1,38	1,40	1,48
$h_{пр}, \%$	1,45	0,90	1,4
$h_{уд}, \%$	0	0	0
$\sigma$	0,16	0,16	0,17

Из представленных данных следует, что величина теоретического напора составляет  $H_T = 31$  м. Действительный напор равен  $H = 28$  м, что больше требуемой величины для обеспечения бескавитационной работы рядовой ступени. Величина динамического разрежения  $\sigma = 0,16$  чему соответствует  $C_{кр} = 1245$ , что больше принятого значения в расчёте.

Таким образом, все лопастные системы по своим энергокавитационным показателям обеспечивают параметры назначения. Выполним расчётную характеристику насоса на режиме расчётной подачи.



Теоретический напор предвключенной ступени составил:

$$H_{т.пс} = 8,5 + 31 = 39,5 \text{ м.}$$

Теоретический напор рядовой ступени составил:

$$H_{т.пс} = 262 \text{ м.}$$

Теоретический напор насоса по (5) составил:

$$H_T = 39,5 + 262 = 301,5 \text{ м.} \quad (5)$$

Суммарные гидравлические потери в предвключенной ступени составили:

$$\Delta h_{п.с.} = \Delta h_{о.к.} + \Delta h_{ц.б.} + \Delta h_{она} = 4,8 + 2,8 + 3,0 = 10,6 \text{ \%}.$$

Суммарные гидравлические потери в рядовой ступени по (6) составили:

$$\Delta h_{п.с.} = \Delta h_{ц.б.} + \Delta h_{на} = 5,8 + 2,5 = 8,3 \text{ \%}. \quad (6)$$

Расчётное значение напора предвключенной ступени составило:

$$H = H_T (1 - \Delta h_{п.с.}) = 39,5(1 - 0,106) = 35,3 \text{ м.}$$

Расчётное значение напора рядовой ступени насоса по (7) составило:

$$H = H_T (1 - \Delta h_{п.с.}) = 262(1 - 0,083) = 240 \text{ м.} \quad (7)$$

Напор насоса составил  $H = 35,3 + 240 = 275,3$  м. Таким образом, напор насоса обеспечен с запасом в 10 %. Расчётное значение гидравлического КПД проточной части составило:  $\eta_r = 275,3/301,5 = 91,3 \text{ \%}$ .

Ориентировочные значения объёмного и внутреннего механического КПД определены по формулам Ломакина А. А. [5,6] и составили следующие значения:  $\eta_o = 97,6 \text{ \%}$ ,  $\eta_{i \text{ мех}} = 98,2 \text{ \%}$ .

Расчётное значение КПД насоса с учётом потерь в системе разгрузки (2 %) и внешних механических потерь трения (1 %) по (8) составило [7, 8]:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_{i \text{ м}} - 3 \text{ \%} = 84,3 \text{ \%}. \quad (8)$$

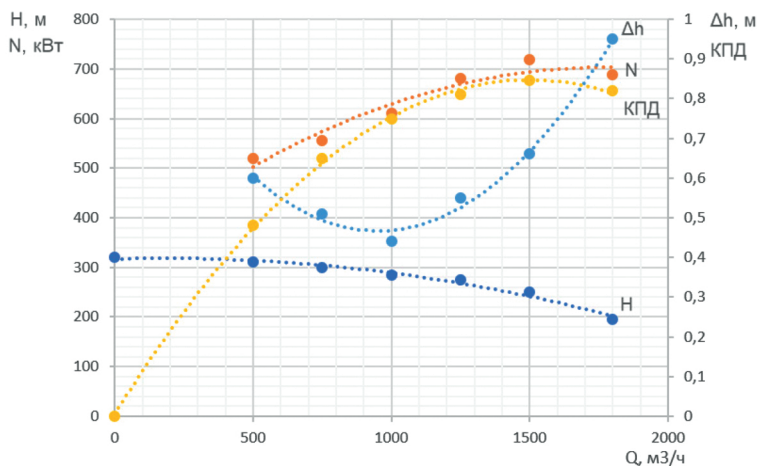


Рис. 3. Расчётная характеристика НВПО 1500–250 с частотой вращения ротора  $n = 3000$  об/мин

На рис. 3 представлена прогнозная характеристика НВПО 1500–250. Рабочий диапазон 500–1800 м³/ч, крутизна характеристики  $H-Q$  не менее 25 %. Величина допустимого кавитационного запаса определена с учётом термодинамической поправки. Максимальная величина мощности не превышает 700 кВт. В качестве привода насоса может быть использован электродвигатель  $N = 750$  кВт и  $n = 3000$  об/мин.

### Выводы

1. Применение планетарного редуктора по двухвальтовой схеме исполнения позволяет:

- сохранить соосность роторов предвключенной и основной ступеней;
- принять повышенную частоту вращения основного ротора, что сокращает количество ступеней, уменьшает габариты и вес насосного агрегата;
- сохранить экономическую эффективность работы насоса;

г) использовать предвключенную ступень с пониженной частотой вращения для получения необходимой величины динамического разрежения и расширения диапазона работы насоса по подаче с заданной величиной  $\Delta h$ .

2. Результаты выполненного расчёта и проектирования проточной части насоса показывают, что он по своим энергокавитационным показателям не уступает аналогичным образцам импортного производства.

### Список литературы

1. **Иванов Е. А., Макеев Х. Н., Калаев В. А., Шумилин С. А.** Разработка проточной части криогенного насоса на заданные параметры : сборник н-т трудов международной научно-технической конференции, 06.2018 г. – СПб. : Издательство СПбПУ Петра Великого. – с. 100–111.

2. **Зимницкий В. А., Умов В. А.** Лопастные насосы : справочник. – Л. : Машиностроение, 1986. – 334 с.

3. **Овсянников Б. В., Чебаевский В. Ф.** Высокооборотные лопаточные насосы. – М. : Машиностроение, 1975. – 370 с.

4. **Жарковский А. А., Морозов М. П., Шумилин С. А.** Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. Автоматизированное проектирование и оценка энергокавитационных показателей лопастных систем. – СПб. : Издательство СПбГПУ, 2007. – 47 с.

5. **Ломакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. – М. ; Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

6. **Малюшенко В. В.** Динамические насосы: Атлас. – М. : Машиностроение, 1984. – 84 с. : ил.

7. **Алексанян С. А.** Разработка питательного насоса двустороннего действия с параллельной работой по подаче рабочего тела для энергоустановок ТЭС гигаватного класса // ECOMPUMP-RUS'2015. Эффективность и инновации в насосостроении. Импортзамещение и локализация производства в России : докл. Межд. научн.-техн. конф. (Москва, МВЦ «Крокус – Экспо». – М. : Типография ООО «Цифра 101», 2015. – С. 5–13.

8. **Пфлейдерер К.** Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М. : Машгиз, 1960. – 682 с.