

# СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЁТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ В ПРИЛОЖЕНИИ К МАЛОРАЗМЕРНЫМ КОНСТРУКЦИЯМ АВИАКОСМИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

© 2010 А.В. Бобков, И.Н. Каталажнова

Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет

Поступила в редакцию 01.04.2010

Проведен анализ известных методик расчета центробежных насосов и осуществлена оценка их применимости к проектированию малоразмерных центробежных насосов авиакосмического назначения.

Ключевые слова: *малоразмерные центробежные насосы, методика расчета*

Малоразмерные центробежные насосы (МЦН) с диаметром рабочего колеса (РК)  $D_2 \leq 50 \cdot 10^{-3}$  широко применяются в авиационных и космических системах подачи топлива, балансировки центра тяжести, впрыска воды в воздушные каналы двигателя, охлаждения локатора, терморегулирования, дозаправки в воздухе. В состав энергетического комплекса одного самолёта или орбитальной станции могут входить десятки МЦН. Проектирование МЦН базируется на тех же, что и для полноразмерных центробежных насосов (ЦН) методических подходах. Однако набор функциональных зависимостей и рекомендуемый диапазон значений в практике проектирования ЦН очень широк. При этом расчет коэффициента напора  $\bar{H}$ , гидравлического кпд  $\eta_r$ , гидравлического параметра  $k_z \eta_r$  многовариантен, что обуславливает необходимость проведения сравнительного анализа методик расчета и оценки их пригодности к проектированию МЦН.

Эффективность рабочего процесса в центробежном насосе кроме коэффициента полезного действия оценивается и коэффициентом напора  $\bar{H} = k_z \eta_r (1 - q_p)$ , где  $\eta_r$  – гидравлический кпд, а  $k_z$  – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток РК на напор,  $q_p$  – расходный параметр.

Гидравлический кпд ЦН  $\eta_r$  оценивает суммарные гидравлические потери  $L_r = L_{\text{под}} + L_{\text{рк}} + L_{\text{отв}}$ , состоящие из потерь в подводе  $L_{\text{под}}$ , рабочем колесе  $L_{\text{рк}}$ , отводе  $L_{\text{отв}}$  и определяется по формуле:  $\eta_r = 1 - L_r / H_r$ , где  $H_r$  – теоретический напор насоса.

Оценка гидравлических потерь в центробежном насосе производится путём анализа связи

между  $L_r$  и геометрией рабочего колеса. Выбор значимого геометрического параметра РК, абсолютного или относительного (например,  $D_{1\text{пр}}$  или  $\bar{D}_1$ ) при этом зависит от класса ЦН, области его применения и сложившихся подходов в оценке гидравлического совершенства проточной части.

Распространенными формулами вычисления значений  $\eta_r$  полноразмерных центробежных насосов являются:

- общепромышленные [1, 2]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0.172)^2}; \quad (1)$$

- погружные [2]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0.55}{\left( \lg \left( \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{n}} \cdot 10^3 \right) + 0.408 \right)^2}; \quad (2)$$

- насосы ЖРД [3]:

$$\eta_r = 0.82 - 10(\bar{D}_1 - 0.65)^2 \text{ при } 0.55 - 0.65 < \bar{D}_1 < 0.8; \quad (3)$$

$$\eta_r = 0.83 - 50(\bar{D}_1 - 0.7)^3 \text{ при } \bar{D}_1 > 0.7; \quad (4)$$

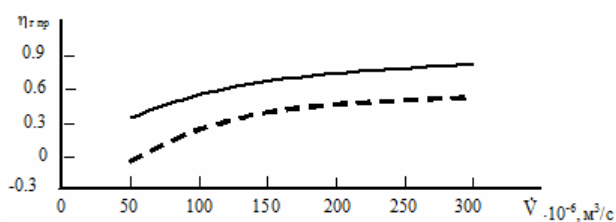
- высокооборотные [4]:

$$\eta_r = \frac{0.88 - 0.91 \cdot \bar{D}_1}{1 - \bar{D}_1}. \quad (5)$$

Поле значений функции  $\eta_{r\text{пр}} = f(D_{1\text{пр}})$ , характерных для общепромышленных насосов при  $n = 6000$  об/мин, изображено на рис. 1. Здесь приведенное значение гидравлического кпд  $\eta_r$  равно отношению  $\eta_r$  из формул (1), (2) к средневзвешенному значению  $\eta_r$  для общепромышленных насосов [5].

*Бобков Александр Викторович, доктор технических наук, профессор кафедры высшей математики. E-mail: bobkov@knastu.ru*

*Каталажнова Ирина Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры высшей математики*



**Рис. 1.** Оценка гидравлического КПД МЦН с использованием методик для полноразмерных насосов: сплошная линия – центробежные и осевые насосы; пунктирная – погружные центробежные насосы для скважин

Попытка применения формул расчёта  $\eta_r$ , предназначенных для других классов ЦН, к режимам работы МЦН приводит к следующим результатам.

В зависимости от объёмного расхода рабочего тела:

$$\eta_r = -0,05-0,95 \text{ при } \dot{V} = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с},$$

$$\eta_r = -0,42-0,95 \text{ при } \dot{V} = 300 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

В зависимости от относительного диаметра  $\bar{D}_1$ :

$$\eta_r = 0,51-0,85 \text{ при } \bar{D}_1 = 0,55$$

$$\eta_r = -0,23-0,78 \text{ при } \bar{D}_1 = 0,8.$$

Полученные результаты указывают на существенное различие величин  $\eta_r$ , при этом по адаптированным к МЦН авиакосмического назначения методикам [7, 9] необходимо задавать величину  $\eta_r = 0,8-0,85$  или вычислять по формуле:

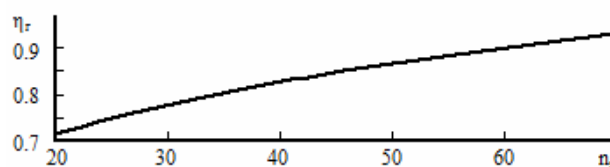
$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0.172)^2},$$

где

$$D_{1\text{пр}} = 4.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{V}}{n}} \cdot 10^3, \text{ мм} \quad (6)$$

На основе накопленной статистики авторы [7, 9] для МЦН космических аппаратов предложили формулу расчёта гидравлического кпд как функцию коэффициента быстроходности  $\eta_r = 0,38 n_s^{0,21}$ . Эта зависимость, представленная на рис. 2 показывает, что в зоне  $n_s = 20-40$ , в которой энергетически более эффективными являются вихревые и дисковые насосы, кпд МЦН должно достигать значения  $\eta_r = 0,71-0,82$ . Это не соответствует представлениям о гидродинамике тихоходных лопаточных машин, устанавливающих для центробежных насосов ниже значение  $n_s = 40$ , обеспечивающее приемлемый уровень кпд.

С учётом известных значений составляющих полного кпд: расходного  $\eta_r$ , дискового  $\eta_d$  и механического  $\eta_m$  значение  $\eta_r$  при  $n_s = 70$  у МЦН не превысит уровня  $\eta_r = 0,85$ , в то время, как по данным рис. 2 гидравлический кпд МЦН должен составлять не менее  $\eta_r = 0,95$ .



**Рис. 2.** Зависимость коэффициента  $\eta_r$  от  $n_s$

Большой разброс данных по различным методикам [4, 7, 8, 9, 11] отмечается и при оценке  $k_z$ . Расчётные формулы определения коэффициента  $k_z$  по-разному учитывают влияние конечного числа лопаток на величину теоретического напора для насосов:

- ЖРД

$$k_z = \frac{0.66 - 10(\bar{D}_1 - 0.7)^2}{0.83 - 50(\bar{D}_1 - 0.7)^3} \text{ при } \bar{D}_1 > 0.07; \quad (7)$$

- высокооборотных

$$k_z = \frac{0.7 - 0.73 \cdot \bar{D}_1}{0.88 - 0.91 \cdot \bar{D}_1}; \quad (8)$$

- космических аппаратов

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{1.1 + 1.2 \cdot \sin \beta_{2\text{л}}}{z \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}}, \quad (9)$$

$$k_z = 0.832 \cdot \beta_{2\text{л}}^{-0.08}, \text{ где } \beta_{2\text{л}} \text{ в рад.}; \quad (10)$$

одноярусная решётка РК

$$k_z = \frac{1.1 + 1.2 \cdot \sin \beta_{2\text{л}}}{z \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}, \quad (11)$$

двухъярусная решётка РК

$$k_z = \frac{1.1 + 1.2 \cdot \sin \beta_{2\text{л}}}{z_{\text{дл}} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) + z_{\text{к}} \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}; \quad (12)$$

- авиационных

$$k_z = \frac{z \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}{1.2 \cdot (1 + \sin \beta_{2\text{л}}) + z \cdot (1 - \bar{D}_1^2)}. \quad (13)$$

Графики на рис. 3, построенные по указанным зависимостям, отличаются как количеством переменных, так и характером изменения  $k_z$ . Аналогичная картина наблюдается и при оценке коэффициента напора  $\bar{H}$ :

- для насосов ЖРД

$$\bar{H} = \frac{0.7 - 0.73 \cdot \bar{D}_1}{0.88 - 0.91 \cdot \bar{D}_1} \cdot (1 - q_p); \quad (14)$$

- для МЦН космических аппаратов:

$$\bar{H} = (0.65 \dots 0.7) \cdot (1 - q_p), \quad (15)$$

$$\bar{H} = 0.72 - 0.22 \cdot 10^{-3} \cdot n_s, \quad (16)$$

Графическая зависимость по формуле (15) изображена на рис. 4. По одним данным на режимах работы МЦН диапазон изменения коэффициента напора составляет  $\bar{H} = 0,63-0,7$ , а по другим  $\bar{H} = 0,5-0,63$ , причём характер монотонности изменения  $\bar{H}$  для МЦН соответствует показателям высокооборотных насосов.

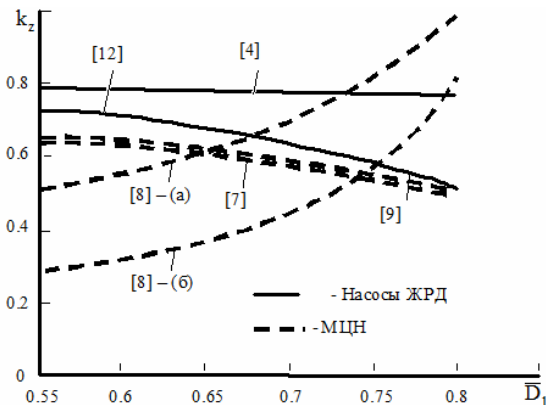


Рис. 3. Оценка коэффициента  $k_z$ : а – одноярусная решётка РК; б – двухъярусная решётка РК

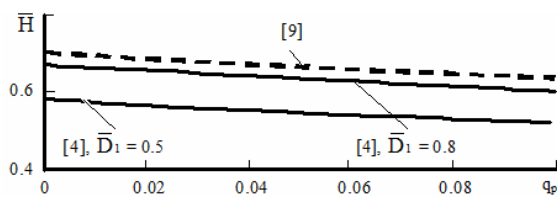


Рис. 4. Зависимость коэффициента напора  $\bar{H}$  от расходного параметра  $q_p$ : пунктир – малоразмерные центробежные насосы, сплошная линия – высокооборотные центробежные насосы

**Выводы:** так как расчётные формулы в насосостроении часто базируются на систематизации эмпирических данных, относящихся к узкому диапазону режимных и геометрических

параметров, расширение области их применения возможно на основе введения поправочных коэффициентов, получаемых путём обобщения опытных данных. В практике проектирования МЦН наиболее эффективно применять многофакторные математические модели энергетических параметров, полученные на основе статистической обработки экспериментальных данных с целью получения эмпирических коэффициентов, уточняющих универсальные функциональные зависимости.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 363 с.
2. Ляпков, П.Д. О гидравлическом КПД погружных центробежных насосов для скважин // Вестник машиностроения. – 1965. – № 9. – С. 34-37.
3. Селифонов, В.С. Теория и расчёт агрегатов питания двигательной установки: Учеб. пособие. / В.С. Селифонов, Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: МАИ, 1980. – 80 с.
4. Боровский, Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. – М.: Машиностроение, 1989. – 184 с.
5. Насосы / Справочное пособие. /пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1979. – 502 с.
6. Аринушкин, Л.С. Авиационные центробежные насосные агрегаты / Л.С. Аринушкин, Р.Б. Абрамович, А.Ю. Полиновский и др.. – М.: Машиностроение, 1967. – 255 с.
7. Двирный, В.В. Малорасходные автономные нагнетатели / В.В. Двирный, М.В. Краев.– Красноярск: КрГУ, 1985. – 152 с.
8. Краев, М.В. Малорасходные насосы авиационных и космических систем / М.В. Краев, В.А. Лукин, Б.В. Овсянников. – М.: Машиностроение, 1985. – 128 с.
9. Думов, В.И. Расчёт топливных лопаточных насосов центробежного типа. – М.: ЦИПКК, 1989. – 72 с.
10. Краев, М.В. Гидродинамика малорасходных насосных агрегатов / М.В. Краев, А.А. Кишкин, Д.Н. Сизых. – Красноярск: СибАА, 1998. – 157 с.
11. Овсянников, Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – изд. 3-е, перераб. и доп. / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

### THE COMPARATIVE ANALYSIS OF DESIGN PROCEDURES FOR CENTRIFUGAL PUMPS IN THE APPLICATION TO SMALL-SIZE CONSTRUCTIONS FOR AEROSPACE PURPOSE

© 2010 A.V. Bobkov, I.N. Katalazhnova  
Komsomolsk-on-Amur State Technical University

The analysis of known design procedures for centrifugal pumps is lead and the estimation of their applicability to projection the small-size centrifugal pumps for aerospace purpose is realized.

Keywords: *small-size centrifugal pumps, design procedure*

Alexander Bobkov, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of Higher Mathematics. E-mail: bobkov@knastu.ru  
Irina Katalazhnova, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Higher Mathematics