

УДК 621.226 (075.8)

М.В. Карцева (6 курс, каф. ГМ), Д.В.Черцинов (асп., каф. ГМ),
А.А. Жарковский, к.т.н., доц.

БАЛАНС ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ И УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КПД В НАСОСАХ ТИПА "К" И "НДВ"

Уточнив методику вычисления $\Delta\eta_{\text{мех},i}$ и проверив ее на имеющихся экспериментальных данных, мы выделили гидравлический КПД ступеней из полного:

$$\eta_c = \frac{\eta}{\eta_{\text{об}}\eta_{\text{мех}}}$$

Был составлен баланс потерь по составляющим для насосов типа К, НДв, питательных. Внутренний механический КПД при этом вычислялся по разработанной нами уточненной методике. Анализ полученных результатов по выделению $\eta_r^{\text{э}}$ представлен на рис. 1.

Из рис.1 следуют, что η_r хорошо коррелируется по величине $D_{1\text{пр}} \sim \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$. Однако в

пределах каждого типа насоса наблюдается зависимость от n_s . Характер и величина η_r для насосов различных типов: консольных (К), питательных и двустороннего всасывания (НДв) - разные. Одной кривой, рассчитанной по формуле Ломакина А.А., описать η_r для всех типов насосов с различными величинами n_s нельзя. Так консольные насосы по величине η_r можно разбить на 2 группы: $n_s \leq 110$, $n_s > 110$. Рассмотренные нами питательные насосы имеют незначительную разницу по n_s (90÷120) и ложатся на одну кривую (близкую по характеру к рассчитанной по методике Ломакина А.А.). Высоконапорные насосы двустороннего всасывания с низким n_s имеют свою резко отличающуюся зависимость $\eta_r=f(D_{1\text{пр}})$ по сравнению с насосами типа "К" и питательными насосами. Это говорит о том, что для всех типов насосов нельзя подобрать единую зависимость. Зависимость Ломакина А.А. для η_r хорошо работает для консольных насосов с $n_s > 110$.

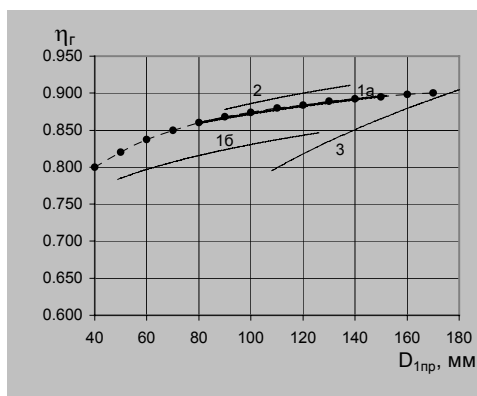


Рис. 1. Зависимость $\eta_r = f(D_{1\text{пр}})$ для насосов различных типов.

-•- - формула Ломакина А.А., 1а - насосы типа «К» ($n_s = 90-120$),
1б - насосы типа «К» ($n_s = 60-90$),
2 - питательные насосы, 3 - насосы типа НДв.

После выделения $\eta_r^{\text{э}}$ была сделана попытка разделить η_r по элементам для ЦН разных типов (тип К и питательные насосы).

Величина $\Delta\eta_r^{\text{РК}}$ была выделена расчетным путем по методике кафедры гидромашиностроения СПбГТУ. Основными моментами этой методики, базирующейся на расчете пространственного пограничного слоя (ППС), были:

- наличие интенсивных вторичных течений (ВТ) на ограничивающих дисках рабочего колеса;
- наличие низкоэнергетической зоны (следа) у задней стороны лопасти, которая сильно загромождает межлопастной канал и оказывает существенное влияние как на величину потерь в каналах, так и на теоретический напор рабочего колеса (H_t).

Расчетные значения потерь КПД в РК $\Delta\eta_r^{PK}$ и отводах $\Delta\eta_r^{CO}$ и $\Delta\eta_r^{MCO}$, выделенные из гидравлического КПД ступени:

$$\Delta\eta_r^{OTVOD} = \Delta\eta_r - \Delta\eta_r^{PK}$$

представлены в табл. 1.

Таблица 1

Выделение потерь в отводе для насосов типа “К” и питательных насосов

| Насосы типа “К” | | | | | | | Питательные насосы | | | | | |
|-----------------|-------|------------------|----------------|---------------------|---------------------|-------------|--------------------|-------|------------------|---------------------|----------------|---------------------|
| Марка | n_s | $D_{1пр},$ мм | Эксперимент | | | Рас- чет | Мар- ка | n_s | $D_{1пр},$ мм | Эксперимент | | |
| | | | $\Delta\eta_r$ | $\Delta\eta_r^{PK}$ | $\Delta\eta_r^{CO}$ | | | | | $\Delta\eta_r^{CO}$ | $\Delta\eta_r$ | $\Delta\eta_r^{PK}$ |
| 1,5к-6 | 71 | 41 | 0,319 | 0,049 | 0,27 | 0,20 | К500 | 122 | 138 | 0,087 | 0,057 | 0,03 |
| 2к-6 | 71 | 52 | 0,204 | 0,064 | 0,14 | 0,165 | К500 | 123 | 138 | 0,09 | 0,05 | 0,04 |
| 3к-6 | 68 | 72 | 0,203 | 0,043 | 0,16 | 0,16 | К500 | 122 | 138 | 0,105 | 0,054 | 0,05 |
| 4к-6 | 65 | 86 | 0,189 | 0,049 | 0,14 | 0,145 | К500 | 123 | 138 | 0,08 | 0,05 | 0,03 |
| 2к-9 | 85 | 48,8 | 0,216 | 0,066 | 0,15 | 0,17 | К500 | 123 | 138 | 0,08 | 0,05 | 0,03 |
| 3к-9 | 101 | 70 | 0,181 | 0,041 | 0,14 | 0,145 | К300 | 109 | 100 | 0,114 | 0,074 | 0,04 |
| 4к-8 | 87 | 87 | 0,191 | 0,051 | 0,14 | 0,135 | К300 | 114 | 100 | 0,132 | 0,072 | 0,06 |
| 6к-8 | 82 | 126 | 0,140 | 0,07 | 0,07 | 0,08 | К300 | 114 | 100 | 0,145 | 0,075 | 0,07 |
| 4к-12 | 123 | 86 | 0,137 | 0,057 | 0,08 | 0,072 | К800 | 109 | 100 | 0,107 | 0,077 | 0,03 |
| 6к-12 | 120 | 126 | 0,11 | 0,07 | 0,04 | 0,045 | К800 | 103 | 100 | 0,101 | 0,071 | 0,03 |
| 8к-12 | 119 | 152 | 0,095 | 0,065 | 0,03 | 0,03 | К800 | 112 | 130 | 0,102 | 0,062 | 0,04 |
| 4к-18 | 154 | 80 | 0,133 | 0,083 | 0,05 | 0,05 | | | | | | |
| 8к-18 | 160 | 152 | 0,101 | 0,071 | 0,03 | 0,03 | | | | | | |

Получены следующие закономерности для насосов типа “К”:

- 1) потери в рабочем колесе (РК) с ростом n_s растут с 4 до 7%;
- 2) потери в спиральном отводе (СО) с ростом n_s падают с 20 до 3%;
- 3) суммарные потери с ростом n_s от 60 до 160 падают с 22 до 10%;

Для питательных насосов с пространственными лопастями рабочего колеса:

- 1) потери в рабочем колесе с ростом n_s падают с 7 до 5%;
- 2) потери в малоканальном отводе (МКО) с ростом n_s падают с 7,5 до 3%;
- 3) суммарные потери с ростом n_s от 60 до 160 падают с 12 до 8%;

При наличии решеток перед и за РК (промежуточные ступени) потери КПД меньше, чем в ступенях с осевым подводом и выходом в СО (консольные насосы) (см. табл. 1).

Проведенное разделение экспериментальных потерь $\Delta\eta_r$ на $\Delta\eta_r^{PK}$ и $\Delta\eta_r^{CO}$ позволило уточнить полуэмпирическую методику расчета потерь и добиться достаточно хорошего совпадения расчетных и экспериментальных значений $\Delta\eta_r^{CO}$. Подобное уточнение в дальнейшем будет произведено для МКО.