

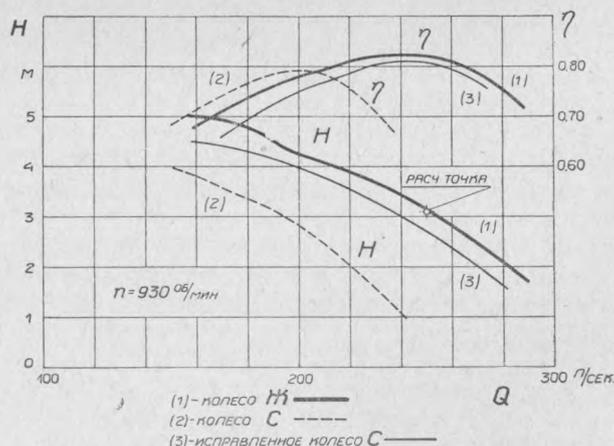
ГИДРАВЛИКА

П. А. ВАЛЬТЕР, член-корреспондент Академии Наук СССР,  
и В. А. СТЕФАНОВСКИЙ

**СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИСПЫТАНИЕ ДВУХ КОЛЕС ОСЕВОГО НАСОСА,  
РАССЧИТАННЫХ: ОДНО ПО ТЕОРИИ ЖУКОВСКОГО, ДРУГОЕ ПО  
СТРУЙНОЙ ТЕОРИИ**

(Представлено академиком С. А. Чаплыгиным 14 I 1938)

При расчете осевых насосов считают неправильным исходить непосредственно из треугольников входных и выходных скоростей, как это делалось 25 лет тому назад для всех гидравлических колес. Расчет ведется или по методу крыловых дужек, применяемому для пропеллера,



или же в треугольнике скоростей вводят поправки на дополнительный угол изгиба лопатки и т. п.

Авторы заметки — П. А. Вальтер и В. А. Стефановский — запроектировали колесо осевого насоса (колесо С), руководствуясь только треугольниками скоростей и не вводя никакой дополнительной поправки, и испытали его одновременно с другим колесом (колесом Ж), рассчитанным по методу Жуковского (метод крыловых дужек). Колеса имели одинаковые наружные диаметры ( $D=350$  мм) и диаметры втулки ( $d=160$  мм).

Результаты испытания колес при  $n=930$  об/мин. приведены на фигуре. Так как оба колеса рассчитывались для режима  $n=930$  об/мин.,

$Q=250$  л/сек.;  $H=3.1$  м, то для колеса  $\mathcal{K}$ , дающего на своей оптимальной точке  $Q=243$  л/сек.;  $H=3.35$  м, результаты испытания достаточно хорошо совпадают с расчетом. Этого нельзя сказать про колесо  $\mathcal{C}$ , оптимальный режим которого соответствует  $Q=202$  л/сек., что сильно отличается от расчетного, и которое дает для этого расхода  $H=2.75$  м, т. е. тоже меньше расчетного. Для расхода же  $Q=250$  л/сек., где колесо по расчету должно давать  $H=3.1$  м, оно дает только  $H=0.9$  м (!).

Коэффициент полезного действия колеса  $\mathcal{C}$  ( $\eta=0.793$ ) тоже меньше, чем для колеса  $\mathcal{K}$ , которое дало  $\eta=0.82$ .

На основании сказанного мы можем сформулировать следующее положение:

Осевое колесо большой быстроходности ( $n_s=730$ ), в котором лопатки поставлены по треугольникам скоростей (т. е. без всякого угла атаки), не добавляет расхода и создает напор меньший, чем расчетный.

Чтобы улучшить результаты, полученные с колесом  $\mathcal{C}$ , лопатки его были повернуты на угол  $4^\circ$  с тем, чтобы они стояли в относительном потоке под некоторым положительным углом атаки. Величина угла выбрана нами после ряда опытов, как обеспечивающая наилучшие результаты.

Кривые (3) показывают, что дало колесо после такого изменения. Мы видим, что теперь оптимальный режим соответствует  $Q=243$  л/сек. и дает  $H=2.92$  м, что уже сравнительно немного отличается от расчетных данных. Коэффициент полезного действия насоса тоже поднялся и стал равен  $\eta=0.81$ .

Мы можем таким образом утверждать, что испытания привели нас к следующему положению:

Поставив запроектованную по треугольникам скоростей лопатку насоса под некоторым небольшим положительным углом атаки в относительном потоке, мы в состоянии, увеличив расход и напор насоса, значительно приблизить его свойства к расчетным при одновременном улучшении его коэффициента полезного действия.

Очевидно такой опытный результат хорошо совпадает с современными воззрениями на вопрос и его значение заключается еще в том, что он является также косвенной проверкой этих воззрений.

Всесоюзный институт гидромашиностроения.  
Москва.

Поступило  
17 II 1938.

#### ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

- <sup>1</sup> Pfleiderer, Die Kreiselpumpen (1932). <sup>2</sup> W. Bauersfeld, ZS. V. D. I., 66, 461 (1922). <sup>3</sup> M. P. O'Brien a. R. G. Folsom, Trans. A. S. M. E., 57 (1935). <sup>4</sup> O. G. Tietjens, Trans. A. S. M. E., 54 (1932).