

В заключение можно сделать вывод о том, что проведено исследование эффекта увеличения угла отставания потока в краевых сечениях прямого лопаточного венца на простейшей модели прямой компрессорной решетки. Получены результаты, качественно подтверждающие данные работы [1].

## Литература

1. Комаров А. П. Влияние радиальных зазоров в лопаточных венцах на характеристики осевого компрессора.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей /КуАИ, 1984.
2. Комаров А. П. Исследование плоских компрессорных решеток.— В сб.: Лопаточные машины и струйные аппараты, 1967, № 2.

УДК 621.45 : (621.525.5—531.3+536.183)

А. И. Иванов, К. И. Куликов, В. Н. Орлов

## РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СПОСОБОМ ПЕРЕПУСКА

### Условные обозначения

- $\rho$  — плотность;  
 $p$  — давление;  
 $T$  — температура;  
 $Q$  — объемный расход;  
 $p_v$  — давление насыщенного пара;  
 $n$  — частота вращения;  
 $\Delta p$  — повышение давления;  
 $h = (p_{вх}^* - p_v) / \rho$  — кавитационный запас;  
 $Q/n$  — относительный расход;  
 $h/n^2$  — относительный кавитационный запас;  
 $n_s = 3,65 n \sqrt{Q} / (\Delta p_n / \rho)^{0,75}$  — коэффициент быстроходности ступени насоса;  
 $C_{кр} = 5,62 n \sqrt{Q} / h_{ср}^{0,75}$  — кавитационный коэффициент быстроходности ступени насоса;  
 $K_d = Q_p / Q_{min}$  — степень дросселирования.

### И н д е к с ы

- н — насос;  
вх, вых — вход, выход;  
р — расчетный;  
ср — срывной;  
ст — ступень;  
ш, РК — шнек, рабочее колесо;  
min — минимальный;  
I, II — первая, вторая ступени;

\* — параметр заторможенного потока.

В энергетических установках все большее применение находят многорегимные турбомашины, в частности центробежные насосы (ЦБН) с турбоприводом. Одной из важных задач, стоящих перед конструкторами таких ЦБН, является обеспечение устойчивости насосной системы подачи (НСП) при большой потребной степени дросселирования  $K_d$ .

Следует сразу отметить, что проблема устойчивости НСП весьма сложна и до настоящего времени еще недостаточно изучена. Решение ее в рамках либо статической, либо динамической задачи бесперспективно, оно возможно при комплексном подходе, непрерывном накоплении и обобщении экспериментального материала.

Задача устойчивости усложняется для ЦБН в системе подачи жидкостей, склонных к кавитации [1, 2]. Это характеризуется комплексом теплофизических свойств жидкости  $\alpha_0 = \frac{r^2}{C_{ж} T_{ж}} \left( \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}} \right)^2$ , показывающим изменение ее внутренней энергии при кавитации [2]. Для холодной деаэрированной воды, служащей в большинстве случаев модельной жидкостью при гидравлических испытаниях ЦБН, параметр  $\alpha_0 \rightarrow 0$ , а для ряда криогенных жидкостей (азот, метан) и для горячей воды при  $T = 400-500$  К параметр  $\alpha_0 > 1$ .

Как правило, для таких жидкостей характерны большая величина производной  $dp_v/dT$  и заметная сжимаемость, т. е. зависимость  $\rho$  от  $p$  и  $T$ . Указанные свойства жидкостей ограничивают возможность работы НСП на режимах дросселирования по причине возникновения срывных явлений, носящих в ряде случаев характер либо кавитационного срыва [3], либо помпажа [1, 4].

В этой связи актуальными являются экспериментальные исследования процессов регулирования НСП, включая многорегимные ЦБН.

Анализ выполненных конструкций ЦБН, предназначенных для обеспечения больших потребных степеней дросселирования ( $K_d > 10$ ), показывает, что ни перепуск части жидкости с выхода одноступенчатого ЦБН на вход [5], ни применение насоса с паровым ядром на входе [6], ни комбинированные насосы, динамического и объемного типов, объединенные в один агрегат [7], не способны обеспечить высокие показатели надежности и устойчивость процесса подачи при работе на жидкостях с особыми теплофизическими свойствами. В то же время, в системе многоступенчатого ЦБН открывается ряд перспективных, нашедших применение в компрессоростроении, возможностей регулирования режима работы НСП при малых расходах.

Анализ одной из возможностей приведен ниже на примере экспериментального исследования режима работы двухступенчатого ЦБН с предвключенным шнеком (ПШ) на I ступени (рис. 1).

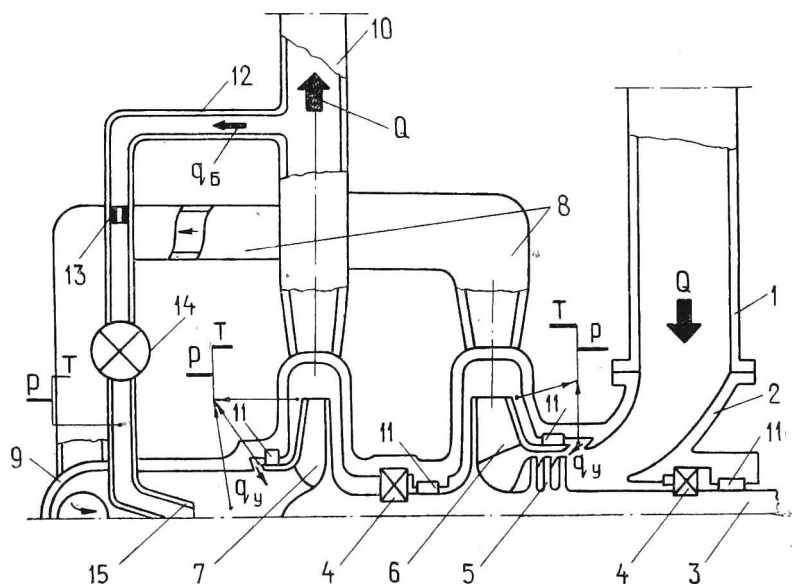


Рис. 1. Схема двухступенчатого шнекоцентробежного насоса:  $Q$  — расход в сеть за насосом;  $q_б$  — расход в байпасной магистрали;  $q_у$  — расход из уплотнений проточной части

Жидкость к насосу подводилась по магистрали 1 к входной улитке 2 корпуса насоса. На валу 3, опирающемся на подшипники 4, устанавливались шнек 5 и рабочие колеса (РК) 6 и 7 ступеней I и II соответственно. Жидкость из I ступени нагнеталась по трубопроводу 8 во входную магистраль 9 ступени II и далее по напорному трубопроводу 10 в сеть за насосом. Утечки жидкости ограничивались уплотнениями 11 проточной части. В насосе была выполнена байпасная магистраль 12, снабженная расходомерной шайбой 13 и регулируемым дросселем 14. Из сопла 15 байпасной магистрали 12 часть жидкости с расходом  $q_б$  поступала из напорного трубопровода 10 в РК 7 ступени II.

Основные гидравлические параметры насоса при  $Q=Q_p$  следующие:

- коэффициент быстроходности ступени  $n_{с.ст} \approx 36$ ;
- угол установки лопаток РК ступеней I и II на наружном диаметре  $\beta_{2.л} = 90^\circ$ ;
- режимный параметр [8]  $q_1 = i_1 / \beta_{1.л} \approx 0,4$  (на расчетном диаметре), где  $i_1$  — угол атаки на входе в шнек;  $\beta_{1.л}$  — угол установки лопатки шнека на входе;

— кавитационный коэффициент быстроходности  $C_{кр} \approx 3200$ ;  
 — коэффициент полезного действия ступени  $\eta_{ст} = 0,58 - 0,6$ .  
 Геометрические параметры ПШ 5 (см. рис. 1) соответствовали рекомендациям работ [3, 8]:

— коэффициент диаметра шнека  $K_{Dш} = D_{ш} \sqrt{1 - \bar{d}_1} / (Q/n)^{1/2} \approx 5,7$ ;  
 — густота решетки шнека на среднем диаметре  $\tau_{ш} \approx 3,2$ ;  
 — относительная клинообразность входных участков лопаток  $\bar{l} \approx 0,7$ ;

— относительная толщина входной кромки лопатки  $\bar{\delta}_{ш1} \approx 0,008$ .

Целью испытаний двухступенчатого ЦБН являлась проверка устойчивости работы НСП на режимах малых подач и снятие напорных характеристик насоса  $\Delta p_{н} = p_{вых} - p_{вх} = f(Q)$  при постоянных  $n, p_{вх}, T_{вх}$  в широком диапазоне расходов при использовании перепуска части расхода жидкости на II ступени насоса.

Укажем некоторые особенности рабочего процесса НСП, в которой функционировал испытываемый ЦБН.

На рис. 2 в координатах  $\Delta p_{н} - Q$  нанесена линия рабочих режимов  $AB_1B_2B_3$  и соответствующие частотам вращения  $n_p > n_1 > n_2 > n_3$  зависимости  $\Delta p_{н} = f(Q)$ . Рабочая линия  $AB_1B_2B_3$  не совпадает с параболой  $AA_1A_2A_3$  подобных режимов  $Q/n = (Q/n)_p$ . Регулирование режима работы НСП осуществлялось комбинированно — с помощью регулируемой частоты вращения  $n$ , что можно было реализовать турбинным приводом, и дросселирования. При этом режим работы НСП в области  $Q \rightarrow Q_{min}$  должен был быть устойчив (т. е. без колебаний давления и расхода), что позволило бы обойтись без устройств, стабилизирующих частоту вращения ротора насоса и привода.

Предварительные испытания показали, что такой насос обеспечивал в составе НСП на жидкости с  $\alpha_0 > 1$  степень дросселирования  $K_d \approx 8$ ; при  $K_d > 8$  точка  $B_3$  перемещалась левее границы устойчивости 2 (см. рис. 2), где эксплуатация была невозможной ввиду развитых кавитационных явлений [9].

Регулирование режима работы ЦБН с устройством для перепуска жидкости на II ступени отличалась от описанного выше только функционированием дросселя 14 (см. рис. 1), сечение которого при работе на режиме  $Q = var$  при постоянных

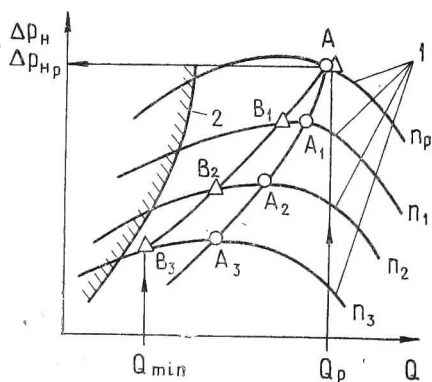


Рис. 2. Зависимости повышения давления в многорежимном ЦБН от расхода:  
 1 —  $\Delta p_{н} = f(Q)$ ; 2 — граница устойчивости

$n$ ,  $p_{вх}$ ,  $T_{вх}$  оставалось неизменным, но в разных сериях опытов было различным, что позволяло подобрать оптимальную величину расхода  $q$  через байпасную магистраль.

При испытаниях измеряли параметры, необходимые для построения характеристики  $\Delta p_n = f(Q)$ , а также сплошность жидкости на входе в насос и амплитуды пульсаций давления во входной и выходной магистралях в диапазоне частот  $f < 50$  Гц.

На рис. 3 иллюстрируются результаты, полученные при испытаниях ЦБН на жидкости с  $\alpha_0 > 1$ , в случае применения перепуска части расхода на II ступени и без него. Характеристика  $\Delta \bar{p}_n = \Delta p_n / \Delta p_{n, \bar{Q}=1} = f(\bar{Q})$ , где  $\bar{Q} = (Q/n) / (Q/n)_p$ , получена при  $\bar{n} = n/n_p = 0,4 = \text{const}$  и постоянных  $p_{вх}$ ,  $T_{вх}$ . Видно, что применение перепуска части расхода на II ступени насоса увеличило степень дросселирования с  $K_d \approx 2,3$  до  $K_d \approx 3,85$  при  $n = \text{const}$ . Аналогичные результаты достигнуты при  $\bar{n} \approx 0,4$ .

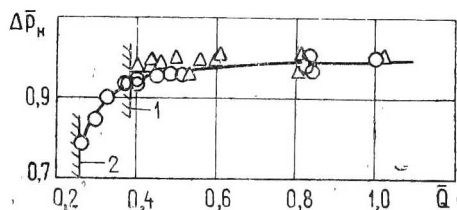


Рис. 3. Изменение относительного давления за насосом:

1 — граница устойчивости при дросселировании без перепуска; 2 — граница устойчивости при дросселировании с перепуском части расхода на II ступени

В целом для данного насоса реализована величина  $K_d \approx 30$  с учетом особенности регулирования НСП, т. е. при  $Q = \text{var}$  (дросселирование) и  $n = \text{var}$  (изменение частоты вращения). Достигнутый результат является существенным, однако требует объяснения.

Прежде всего следует остановиться на принципе определения границ устойчивости ЦБН в области режимов дросселирования. Выше было отмечено, что в системе подачи отсутствовали устройства, обеспечивающие автоматическую стабилизацию частоты вращения ротора насоса. Сохранение  $n = \text{const}$  обеспечивалось с пульта оператора путем воздействия на расход газа, идущего на раскрутку приводной турбины. При монотонном уменьшении  $Q$  до некоторого момента времени удавалось поддерживать  $n = \text{const}$ ; при наступлении срыва наблюдались резкий рост  $n$ , падение  $\Delta p_n$  и  $Q$ , а также резкое уменьшение сплошности потока и амплитуды свободных (шумовых) колебаний давления на входе в насос. Совокупность этих признаков позволяла, во-первых, установить момент срыва (по началу процесса лавинообразного роста  $n$  и падения  $Q$ , регистрируемого расходомером турбинного типа) и, во-вторых, определить, что срыв носит кавитационный характер [3, 9].

Гипотеза кавитационного срыва подтверждается исследованиями антикавитационных качеств данного насоса при  $Q/n = \text{var}$ .

На рис. 4 приведена характеристика

$$\bar{h}_{\text{ср}} = (h_{\text{ср}}/n^2)/(h_{\text{ср}}/n^2)_{\bar{Q}=1} = f(\bar{Q}).$$

Правая ветвь этой зависимости получена в экспериментах д. т. н. А. С. Шапиро, левая — в наших опытах. На базе этой зависимости можно объяснить увеличение величины  $K_d$  в опытах с перепуском части расхода на II ступени насоса (сравните границы 1 и 2 на рис. 3).

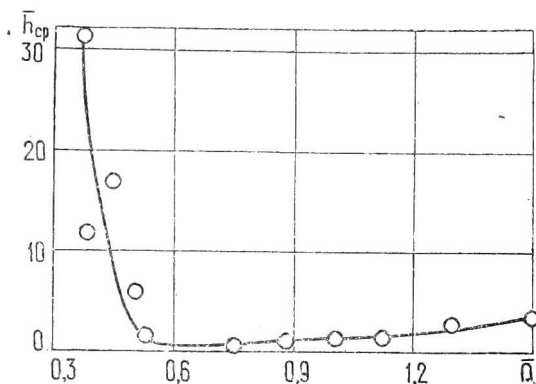


Рис. 4. Кавитационная характеристика насоса в широком диапазоне расходов

В случае функционирования байпасной магистрали 12 (см. рис. 1) имеем  $(Q/n)_{\text{II}} > (Q/n)_{\text{I}}$ . Это условие обеспечивает:

- повышенный к. п. д. II ступени;
- более низкое значение  $h_{\text{ср}}/n^2$  для РК ступени II (см. рис. 4), т. к.  $h_{\text{ср РК}} \approx 4,3 h_{\text{ср. ш}}$  [3];

в) работу II ступени на расходах  $Q_{\text{II}}$ , которым соответствуют участки напорной характеристики с  $d\Delta p_{\text{H}}/dQ \leq 0$ , что также может быть достигнуто и для насоса в целом (это будет зависеть от величины перепускаемого расхода  $q_6$ ). Последнее условие может быть обеспечено и в том случае, если в I ступени насоса применить РК с меньшим углом  $\beta_{2 \text{ л I}}$ , чем на РК ступени II, например, при  $\beta_{2 \text{ л II}} = 90^\circ$  реализовать сборку насоса с  $\beta_{2 \text{ л I}} \leq 30^\circ$ . По-видимому, такая компоновка ЦБН имеет перспективу, однако требует как теоретических исследований, так и экспериментального подтверждения.

Таким образом, можно предположить следующее протекание рабочего процесса в двухступенчатом насосе при дросселировании ( $n$ ,  $p_{\text{вх}}$ ,  $T_{\text{вх}}$  постоянны) и одновременном байпасировании II ступени. При достижении области расходов, соответствующих минимуму зависимости  $\bar{h}_{\text{ср}} = f(\bar{Q})$  (см. рис. 4), обеспечивается максимальная величина эксплуатационного запаса  $h_{\text{зап}} = h_{\text{мин}} - h_{\text{ср}}$  насоса и бескавитационная работа II ступени

при  $Q_{II} > Q_I$ . Дальнейшее дросселирование приводит к резкому уменьшению  $h_{зап}$  (причины такого явления описаны в работах [3, 8, 9]) и частичному кавитированию I ступени, которая в данном случае является преднасосом для II ступени. Устойчивая работа насоса в целом при частичном кавитировании I ступени будет теперь определяться II ступенью, так же, как при регулировании многоступенчатого компрессора способом перепуска воздуха на последних ступенях [10].

Срыв насоса в целом наступит при условии

$$(p_{вх.н} + \Delta p_I) \leq p_{ср.РК II},$$

$$\text{где } \Delta p_I = f(Q/n)_I, \quad p_{ср.РК II} = f_d(Q/n)_{II}.$$

До этого момента возможна устойчивая работа НСП даже при наличии участка  $d\Delta p_n/dQ > 0$  на напорной характеристике насоса, что и было зафиксировано в опытах (см. рис. 3).

Границу устойчивости 2 (см. рис. 3) можно сместить влево, если в процессе снижения величины  $\Delta p_n$  до определенного момента времени поддерживать  $n = \text{const}$  (это определяется потребными величинами  $\Delta p_n$  в области малых расходов), однако в этом случае необходимо получить экспериментально или теоретически рассчитать границу помпажа [1], положение которой на зависимости  $\Delta p_n = f(Q)$  будет определяться не только энергокавитационными качествами насоса, но и емкостными и инерционными свойствами занасосной магистрали.

В заключение отметим, что увеличение степени дросселирования двухступенчатого насоса при использовании регулирования подачи способом перепуска части расхода на II ступени можно достичь улучшением антикавитационных качеств II ступени насоса.

В этом аспекте в доводке многорежимного ЦБН следует особое внимание уделять измерениям температуры и давления в сечениях за РК, на выходе из уплотнений проточной части и на входе в II ступень насоса — для нашего случая в сечении, расположенном за соплом 15 байпасной магистрали (см. рис. 1).

Определение оптимальной величины перепускаемого расхода  $q_6$  является инженерной задачей, которую можно решать на этапе проектирования систем подач и шнекоцентробежных насосов для сжатия жидкостей с особыми теплофизическими свойствами на базе исходных соотношений работ [3, 8] и результатов экспериментов, описанных в данной статье.

## Литература

1. Дятлов В. В. Устойчивость работы центробежных насосов в системе подачи криогенных жидкостей.— Тр. ЦИАМ, 1973, № 605.
2. Гуров В. И. Исследование кавитационных режимов работы лопаточных насосов на различных жидкостях.— Тр. ЦИАМ, 1976, № 710.
3. Высокооборотные лопаточные насосы /Б. И. Боровский, Н. С. Ершов, Б. В. Овсянников и др. М.: Машиностроение, 1975.
4. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960.

5. Полиновский А. Ю., Лещинер Л. Б. Авиационные центробежные насосные агрегаты. М.: Машиностроение, 1978.
6. Карпушин В. В. Исследование центробежного насоса с изменяемым сечением входа в лопаточный венец колеса.— В сб.: Лопаточные машины и струйные аппараты. Вып. 6. М.: Машиностроение, 1971.
7. Печ, Даунинг. Разработка комбинированного топливного насоса с убирающимися пластинами и центробежной ступенью для газотурбинных двигателей.— Тр. амер. о-ва инж.-мех. Теоретические основы инженерных расчетов, 1976, № 4.
8. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973.
9. Иванов А. И., Косицын И. П., Куликов К. И., Шадрин К. К. О некоторых особенностях работы шнекоцентробежного насоса на режимах дросселирования.— В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей /КуАИ, 1982.
10. Нечаев Ю. Н., Федоров Р. М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. 1. М.: Машиностроение, 1977.

УДК 621.438—226.1

Ф. Ф. Невзоров, Н. У. Тугушев

### О МЕТОДЕ АДАМСА ДЛЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО УРАВНЕНИЯ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ПРОФИЛЕ РЕШЕТКИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Расчет турбулентного пограничного слоя на профиле плоской турбинной решетки сводится к интегрированию дифференциального уравнения [1]

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \frac{\delta^{**}}{U} \frac{dU}{dx} (2 + H) = C_f, \quad (1)$$

где  $U=U(x)$  — распределение скоростей на внешней границе пограничного слоя;  $\delta^{**} = \int_0^{\delta} (1 - \frac{u}{U}) \frac{u}{U} dy$  — толщина потерянного импульса;  $H = \delta^*/\delta^{**}$  — параметр пограничного слоя;  $C_f = \tau/\rho U^2$  — коэффициент трения;  $u=u(x)$  — распределение скоростей внутри пограничного слоя (рис. 1).

Введем переменную  $y = \ln \text{Re}^{**} = \ln \frac{U\delta^{**}}{\nu}$ , тогда уравнение

(1) преобразуется таким образом:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{C_f \lambda v_{кр}}{Fe^y} - \frac{\lambda'}{\lambda} (1 + H), \quad (2)$$

где  $v_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}$  — критическая скорость, определенная по температуре газового потока на входе в решетку.

Интегрирование уравнения (2) удобно провести методом Адамса 4-го порядка с шагом  $h=1/500$  полной длины дуги профиля спинки и  $1/500$  полной длины дуги профиля корыта [2].