

5. *Вовкогон В. Г.* Расчет соединений с соприкасающимися фланцами с жестким уплотнительным кольцом. — В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. — Куйбышев: КуАИ, 1974, вып. 67. — с. 103—118.

6. *Борисов В. А.* Расчет усилия затяжки болтов, необходимого для прилегания фланцев в случае жесткого уплотнительного кольца. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1972, вып. 51. — с. 141—148.

УДК 621.45:629.7.063

А. И. Елизаров, А. Ш. Иванюв

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ С ОПТИМАЛЬНЫМИ ЭНЕРГОКАВИТАЦИОННЫМИ И МАССОВЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Условные обозначения:

- $p_{вх}, p_{вх}^*$ — соответственно статическое и полное давления на входе в ступень насоса;
- p_v — давление насыщенного пара на входе в ступень;
- $p_{вых}, p_{вых}^*$ — соответственно статическое и полное давления на выходе из ступени насоса;
- $\Delta p_v^* - p_{вх}^* - p_v$ — превышение полного давления на входе в ступень насоса над давлением насыщенного пара;
- ω — частота вращения ротора ступени насоса;
- ρ — плотность компонента;
- \dot{V} — объемный расход компонента;
- $h = \Delta p_v / \rho$ — кавитационный запас ступени насоса;
- $H = (p_{вых}^* - p_{вх}^*) / \rho$ — напор ступени насоса;
- N — затраченная мощность ступени насоса;
- γ — динамическая вязкость компонента;
- ρ_m — плотность материала детали;
- σ_R, σ_1 — соответственно пределы прочности и текучести материала детали;
- η — КПД ступени насоса;
- V_y — расход утечки через уплотнение РК;
- $C_{вх}, W_{вх}$ — соответственно абсолютная и относительная скорости потока при входе на лопатку РК или ИШ ступени насоса;
- D_2 — соответственно наружные диаметры РК и ИШ ступени насоса;

$d_{в1}$ — диаметр втулки ПШ ступени насоса;
 dn — параметр шариконодшипниковой опоры;
 M — масса ступени насоса;
 g — ускорение свободного падения;

$K_{M1} = \frac{Mg}{\rho \omega^2 D_2^4}$ и $K_{M2} = \frac{Mg}{\rho V^2 H^{0.5}}$ — критерии массы ступени насоса;

$K_V = \frac{V}{\omega D_2^3}$, $K_H = \frac{H}{\omega^2 D_2^2}$, $K_h = \frac{h}{\omega^2 D_2^2}$, $K_v = \frac{V}{\rho \omega^2 D_2^5}$, $K_{Re} = \frac{\omega \rho D_2}{\mu}$,

$K_{\tau} = \frac{\tau_n}{\rho_M \omega^2 D_2^2}$ — критерии соответственно расхода, напора, кавитации, мощности, Рейнольдса и прочности для РК ступени насоса;

$K_{b3} = b_3/D_2$ } — симплексы геометрического подобия ступени насоса (рис. 1);
 $K_{D_0} = D_0/D_2$

$\tau = \frac{h}{H}$ — коэффициент Тома для ступени насоса и для двухкаскадного насоса в целом, если $h = h_I$ и $H = H_{\Sigma}$;

$$n_s^* = \frac{\omega^4 V^2}{H^3},$$

$n_s = \frac{3,65 (60 \omega) V \bar{V}}{\left(\frac{H}{g}\right)^{0,75}}$ — коэффициенты быстроходности ступени насоса;

$$C_{кр}^* = \frac{\omega^4 V^2}{h_{кр}^3},$$

$C_{кр} = \frac{5,62 (60 \omega) V \bar{V}}{\left(\frac{n_{кр}}{g}\right)^{0,75}}$ — кавитационные коэффициенты быстроходности ступени насоса;

$K_{\tau} = \frac{N}{7,36 \cdot 10^5}$ — масштабный множитель в соотношении (7);

$H_{\Sigma} = H_I + H_{II}$ — напор двухкаскадного насоса;

$N_{\Sigma} = N_I + N_{II}$ — затраченная мощность двухкаскадного насоса;

$M_{\Sigma} = M_I + M_{II}$ — масса двухкаскадного насоса;

$\tau_{II} = \frac{P_{вмхI}^* - P_{вII}}{P_{вмхII}^*}$ — коэффициент Тома II каскада двухкаскадного насоса;

$\frac{\omega}{\omega} = \omega_I / \omega_{II}$ — отношение частот вращения роторов I и II каскадов в двухкаскадном насосе;

η' — КПД одноступенчатого ШЦБН с односторонним входом, спроектированного на те же заданные параметры, что и двухкаскадный насос;

η'' — КПД двухкаскадного насоса;

$K_{M_2} = \frac{Mg}{\rho V^2 H_{\Sigma}^{0.5}}$ — критерий массы для одноступенчатого ШЦБН с односторонним входом, спроектированный на те же заданные параметры, что и двухкаскадный насос;

$$K_{M_2}^{**} = \frac{M_{\Sigma} g}{\rho \dot{V} H_{\Sigma}^{0,5}} \text{ — критерий массы для двухкаскадного насоса в целом;}$$

$$\bar{K}_{M_2} = \frac{K_{M_2}^{**}}{K'_{M_2}} \text{ — отношение критериев масс одноступенчатого ШЦБН и двухкаскадного насоса;}$$

$$\bar{\gamma}_1 = \frac{\gamma_1^{**}}{\gamma_1'} \text{ — отношение КПД одноступенчатого ШЦБН и двухкаскадного насоса;}$$

$$\bar{\sigma}_{II} = \sigma_{II} / \sigma_{II \text{ опт}} \text{ — отношение текущего значения коэффициента Тома II каскада двухкаскадного насоса к его значению, обеспечивающему минимальную величину параметра } K_{M_2};$$

$$\bar{\omega} = \omega / \omega_{\text{опт}} \text{ — отношение текущего значения параметра } \bar{\omega} \text{ к его значению при } \sigma_{II} = \sigma_{II \text{ опт}};$$

$$\bar{\gamma}_1 = \frac{\gamma_{1 \text{ max}}}{\gamma_{1 \text{ опт}}} \text{ — отношение параметра } \bar{\gamma}_1 \text{ при значении } \sigma_{II}, \text{ обеспечивающем максимальный КПД двухкаскадного насоса в сравнении с одноступенчатым ШЦБН к величине } \bar{\gamma}_1 \text{ при } \sigma_{II} = \sigma_{II \text{ опт}};$$

$$\bar{K}_{M_2} = \frac{\bar{K}_{M_2}}{\bar{K}_{M_2 \text{ min}}} \text{ — отношение текущего значения параметра } \bar{K}_{M_2} \text{ к его минимальной величине, т. е. при } \sigma_{II} = \sigma_{II \text{ опт}}.$$

В системах топливоподачи ДЛА широко применяются центробежные (ЦБН), шнекоцентробежные (ШЦБН) и осевые (ОН) насосы. Их надежность, энергокавитационные и массовые характеристики (ЭКМХ) во многом определяют надежность и эффективность ДЛА. В этой связи особую значимость и актуальность приобретают новые методы проектирования лопастных насосов (ЛН) с оптимальными ЭКМХ. Ценность такого подхода к проектированию ЛН как системы обуславливается, с одной стороны, некоторым отставанием процесса улучшения массовых характеристик ЛН от процесса совершенствования их энергокавитационных параметров, а с другой — тем, что производство ЛН весьма металлоемко.

Известно, что увеличение частоты вращения ротора ЛН приводит, при прочих равных условиях, к увеличению КПД и снижению массы насоса. Однако при этом возрастает опасность усиления кавитационных явлений, эрозии деталей, что ведет к сокращению ресурса ЛН. Это противоречие в известной степени ликвидируется в насосных системах топливоподачи (НСТП) с подкачивающим ЛН — преднасосом (ПН). В такой НСТП ПН работает при небольших величинах ω_1 и $p_{вх}$ и обеспечивает приращение давления, необходимое для бескавитационной работы основного ЛН, благодаря чему $\omega_1 > \omega_1$. В этом случае наиболее полно используются антикавитационные и энергетические качества обоих ЛН.

Известны конструкции как с выносным, так и с соосно расположенным ПН [1—3]. Последние имеют определенные преимущества по компактности и энергетическим параметрам.

В работах, касающихся разработки НСТП с выносными и соосно расположенными ПН, из-за отсутствия надежного метода прогнозирования массы ЛН по его основным гидродинамическим параметрам не проводились исследования конструкций с оптимальными ЭКМХ. Поэтому поиск оптимального варианта НСТП на практике приводит к большому объему гидравлических и прочностных расчетов, графических компоновочных работ и затрате значительного времени высококвалифицированными конструкторами.

Цель настоящей работы заключается в разработке инженерного метода оценки массы ступени ЛН по основным гидродинамическим параметрам, метода расчета ЭКМХ НСТП с соосно расположенным ПН, а также демонстрации результатов проектирования НСТП с оптимальными ЭКМХ для конструкции двухкаскадного насоса с гидравлической связью между каскадами.

Метод оценки массы ступени ЛН. Рассмотрим шнекоцентробежную ступень ЛН (рис. 1)¹. Пусть масса ступени ЛН определяется в общем виде уравнением

$$Mg = f(\omega, \rho, H, \dot{V}, h, \mu, N, \sigma_b/\rho_m, D). \quad (1)$$

Используя метод анализа размерностей, в частности способ Рэлея [4], можно зависимость (1) записать в виде безразмерных критериев²:

$$K_{M1} = CK_{\dot{V}}^a K_H^b K_h^c K_N^d K_{Re}^e K_{\sigma}^f K_{D0}^g K_{D2}^h. \quad (2)$$

Анализ уравнения (2) показывает, что оно содержит избыточную информацию. Например, влиянием критерия Рейнольдса K_{Re} можно пренебречь, так как большинство ЛН работает в автомодельной области. Это же касается и критерия прочности K_{σ} : для материалов, из которых изготавливаются детали ЛН, величины σ_b/ρ_m или

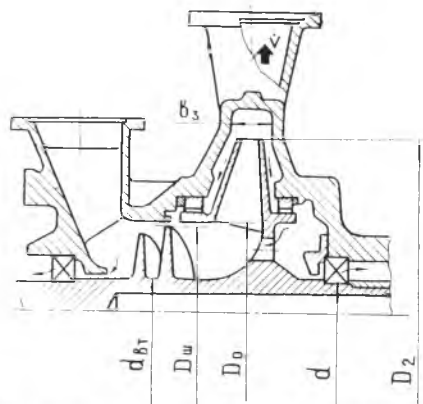


Рис. 1. Схема одноступенчатого ШЦБН

¹ Дальнейшие выводы, в силу их общности, применимы для центробежной и осевой ступени.

² При выводе уравнения (2) полагалось $D = D_2, D_0, b_3$.

$\sigma_{\tau/\rho_{M1}}$ отличаются не более чем на 12%. Кроме того, толщину стенки корпуса ЛН, как наиболее металлоемкой детали, иногда определяет не несущая способность конструкции, а технологические возможности производства.

Симплексы геометрического подобия K_{b2} и K_D , при проектировании, как правило, выдерживают в достаточно узком числовом диапазоне, чтобы обеспечить высоких КПД ступени ЛН, поэтому их в уравнении (2) можно не учитывать.

Произведение критериев $K_V K_H$ пропорционально коэффициенту быстроходности ступени ЛН [5], т. е. $K_V K_H \sim n_s^{a_1}$ или $K_V K_H \sim n_s^{a_2}$. В то же время $n_s \sim C_{кр} \sigma^{0.75}$ [6], а коэффициент Тома $\sigma \sim K_H$, что в целом дает возможность представить критериальное уравнение (2) в виде

$$K_{M1} = n_s^{*a_3} K_N^{d1} \quad (3)$$

или

$$K_{M1} = (C_{кр} \sigma^{0.75})^a K_N^{d1} \quad (4)$$

В уравнении (4) возможно использование и критерия $C_{кр}^*$ [3].

Дальнейшее упрощение уравнений (3) и (4) обуславливается тем, что критерий мощности K_N и коэффициент быстроходности n_s^* взаимно коррелированы, поэтому логично использовать один из них.

Таким образом, можно записать соотношения

$$K_{M1} = n_s^{*a} ; \quad K_{M1} = (C_{кр} \sigma^{0.75})^a ; \quad K_{M1} = K_N^{d1} \quad (5)$$

которые и следует использовать для интерполяционного и экстраполяционного прогнозов (ИЭП) массы ступени ЛН до этапа эскизно-графических работ (ЭГР).

Желательно использовать тот комплекс массы K_M , величину которого можно вычислить с минимальной относительной погрешностью. Каждый из комплексов K_M отображается степенной функцией $z = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = x_1^{\alpha_1} x_2^{\alpha_2} x_3^{\alpha_3} \dots x_n^{\alpha_n}$, относительная погрешность которой $\epsilon_z = \sqrt{\alpha^2 \epsilon_{x1}^2 + \beta^2 \epsilon_{x2}^2 + \dots + \gamma^2 \epsilon_{x3}^2 + \dots + \delta^2 \epsilon_{xn}^2}$, где $\epsilon_{x1}, \epsilon_{x2}, \epsilon_{x3}, \dots, \epsilon_{xn}$ — относительные погрешности аргументов. Приняв величины относительных погрешностей параметров, входящих в уравнение (1), по рекомендациям ГОСТ 6134-71 и работы [7] равными $\epsilon_{Mg} \approx 1\%$; $\epsilon_m \approx 0,2\%$; $\epsilon_p \approx 0,15\%$; $\epsilon_H \approx 1,5\%$; $\epsilon_V \approx 1,5\%$; $\epsilon_H \approx 1,5\%$; $\epsilon_\mu \approx 3,0\%$; $\epsilon_N \approx 1\%$; $\epsilon_{b,p} \approx 2,2\%$ и $\epsilon_{D2} \approx 0,1\%$ получим величины $\epsilon_{K_M} = \epsilon$ для всех 37-ми безразмерных комплексов массы (см. таблицу).

Критерий массы	$Mg H^{0.5}/N$ $Mg h^{0.5}/N$ $Mg \sigma_8^{0.5}/\rho_m N$	$Mg/\mu^{2/3} (\dot{V}N)^{1/3}$ $Mg \rho_m/\rho \sigma_8 D^2$ $Mg \rho_m^{0.5}/\rho \sigma_8^{0.5} \dot{V}$	$Mg/\mu h^{0.75} \dot{V}^{0.5}$ $Mg \rho_m^{0.25}/\mu \sigma_8^{0.25} \dot{V}^{0.5}$ $Mg/\mu \omega^{1/3} \dot{V}^{4/3}$
$Mg/\rho \omega^2 D_2^4$	$Mg/\rho H D^2$	$Mg D^2/\rho \dot{V}^2$	$Mg \rho_m^{0.5}/\mu \sigma_8^{0.5} D$
$Mg/\rho^{1/3} (DN)^{2/3}$	$Mg/\rho h D^2$	$Mg \omega^2/\rho H^2$	$Mg D^2/\mu \dot{V}$
$Mg \omega^{0.4}/\rho^{0.2} N^{0.8}$	$Mg/(\mu DN)^{0.5}$	$Mg \omega^2/\rho h^2$	$Mg \omega/\mu H$
$Mg/(\rho \dot{V} N)^{0.5}$	$Mg/\rho \dot{V} H^{0.5}$	$Mg/\mu \omega D^2$	$Mg \omega/\mu h$
$Mg \omega D/N$	$Mg/\rho \dot{V} h^{0.5}$	$Mg/\mu H^{0.5} D$	$Mg \omega \rho_m/\mu \sigma_8$
$Mg \omega^{2/3} \dot{V}^{1/3}/N$	$Mg \dot{V}/D^2 N$	$Mg/\mu h^{0.5} D$	$Mg \rho^2 \omega^2/\rho \sigma_8^2$
$Mg \omega^{1/3}/\mu^{1/3} N^{2/3}$	$Mg/\rho \omega^{2/3} \dot{V}^{4/3}$	$Mg/\mu H^{0.5} \dot{V}^{0.5}$	$Mg \rho/\mu^2$

Численный анализ величин ϵ показал, что относительная погрешность комплекса $K_{M1} = Mg/\rho \omega^2 D_2^4$ наименьшая ($\epsilon \approx 1,159\%$) и, следовательно, его использование в дальнейшем статистическом анализе масс конкретных типоразмеров ЛН предпочтительнее. Другие комплексы K_M имеют большую относительную погрешность. Из них в численном анализе используется комплекс $K_{M2} = Mg/\rho \dot{V} H^{0.5}$ ($\epsilon \approx 1,96\%$), так как он оказался удобным для сопоставления масс одноступенчатых и двухкаскадных ЛН как с выносными, так и с сооснаряженными ЛН.

Процедуры упрощения моделей, включающих критерии подобия, и поиска обобщающего целевого комплекса (критерия), в данном случае комплекса K_M с минимальной относительной погрешностью, являются обязательными для таких моделей [8], [9].

Анализ экспериментальных зависимостей и их статистическая аппроксимация. Воспользуемся третьим из соотношений (5) для анализа экспериментальных данных для ступеней конкретных типоразмеров промышленных ЛН (ПЛН), сведения о которых содержатся в [10], а также в каталогах—справочниках ВНИИГИДРОМАШ. Каждая конкретная совокупность анализируемых ЛН характеризуется стабильностью принципов конструирования и конструктивного исполнения, идентичностью при-

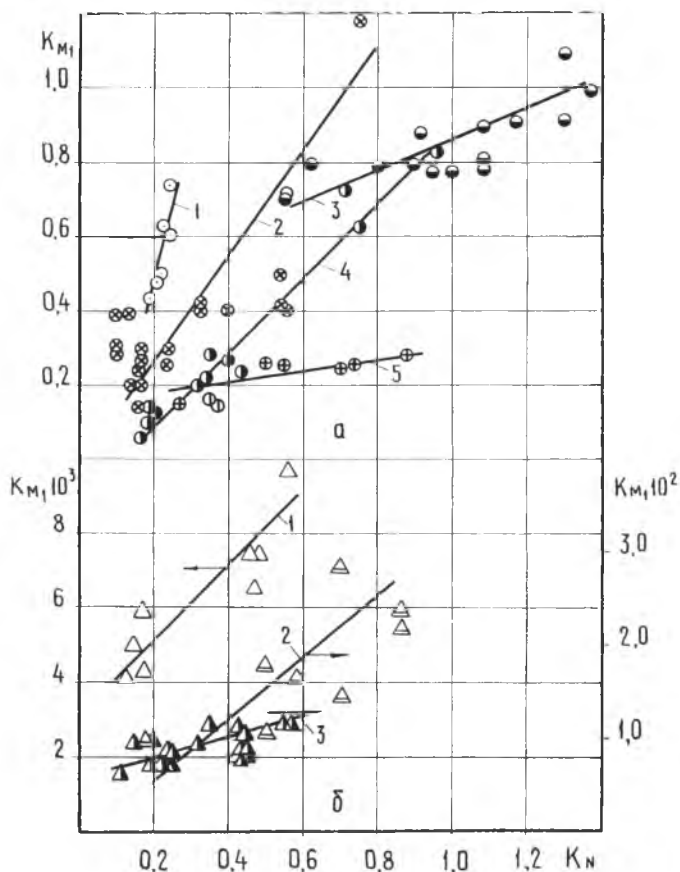


Рис. 2. Экспериментальные зависимости критерия массы K_{M1} от критерия мощности K_N : а — для ступеней промышленных насосов: 1 — конденсатные ЦБН типа КС; 2 — химические ЦБН типа Х; 3 — осевые с поворотными лопастями типа ОП; 4 — ЦБН для чистой воды типа ИД; 5 — нефтяные ЦБН типа ИМ; б — для ступеней высокооборотных насосов ДЛА: 1 — ЦБН и ШЦБН с двусторонним входом; 2 — подкачивающие насосы (ШЦБН и ОН); 3 — ЦБН и ШЦБН с односторонним входом

меняемых материалов и производственно-технологического процесса для всего диапазона критерия K_N , поэтому для нее реализуется индивидуальная зависимость $K_{M1} = f(K_N)$ (рис. 2, а). Корреляционно-регрессионный анализ (КРА) статистических

данных установил, что рассматриваемые зависимости описываются линейными моделями¹

$$K_{M1} = A + BK_N. \quad (6)$$

При этом средняя относительная ошибка аппроксимации ϵ_A , характеризующая качество приближения набора исходных данных уравнением регрессии, не превышает 5—15% для всех рассматриваемых совокупностей типоразмеров ЛН².

На рис. 2, б представлены зависимости $K_{M1} = f(K_N)$ для ступеней высокооборотных ЛН (ВЛН), используемых в НСТП ДЛА, которые сгруппированы по конструктивно-функциональным признакам:

- а) ЦБН и ШЦБН с односторонним входом;
- б) ЦБН и ШБЦН с двусторонним входом;
- в) ПН, т. е. менее высокооборотные ШЦБН и ОН.

Как видно и для ВЛН характерна линейная связь $K_{M1} = A + BK_N$, индивидуальная для каждой совокупности и имеющая соответствующие показатели по рассеиванию. Например а) $\epsilon_A = 7-10\%$; б) $\epsilon_A = 8-12\%$; в) $\epsilon_A = 12-15\%$, что достаточно для инженерного ИЭП.

Сравнивая зависимости $K_{M1} = f(K_N)$ для ступеней ПЛН и ВЛН, заключаем, что последние имеют лучшие показатели по металлоемкости (меньшие на 2—3 порядка величины K_{M1} в одном диапазоне критериев K_N), что, в основном, обусловлено большей величиной ω^3 .

На рис. 3 представлена зависимость $K_{M2} = f(n_s^*)$ для ступеней ВЛН, содержащих ЦБН и ШЦБН с односторонним входом. Она также описывается линейной моделью $K_{M2} = A_1 + B_1 n_s^*$. Точность ИЭП возрастает, если ввести в рассмотрение симплекс K_p , характеризующий при данном n_s^* масштаб ступени ВЛН.

¹ Здесь и далее для ступеней ЛН с двусторонним входом масса ступени M и расход V принимались равными половине их значения для насоса в целом.

² Величина ϵ_A вычисляется по формуле [11]:

$$\epsilon_A = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \frac{|y_{фj} - y_{рj}|}{y_{фj}} 100 \%,$$

где $y_{фj}$ — фактические значения целевого комплекса (K_{M1});

$y_{рj}$ — расчетное значение целевого комплекса по выбранной форме связи;

N — число наблюдений.

³ Для ступеней ВЛН $60 < \omega < 1350$ об/с, что связано с применением турбины в качестве привода.

Тогда зависимость, изображенную на рис. 3, можно аппроксимировать соотношением

$$K_{M_2} = 0,000327 \frac{n_s^{* - 0,15}}{K_p^{0,875}} \quad (7)$$

при $10^{-7} \leq n_s^* \leq 1,2 \cdot 10^{-4}$; $0,4 \leq K_p \leq 1,0$; ($\varepsilon_A = 6 - 8\%$).

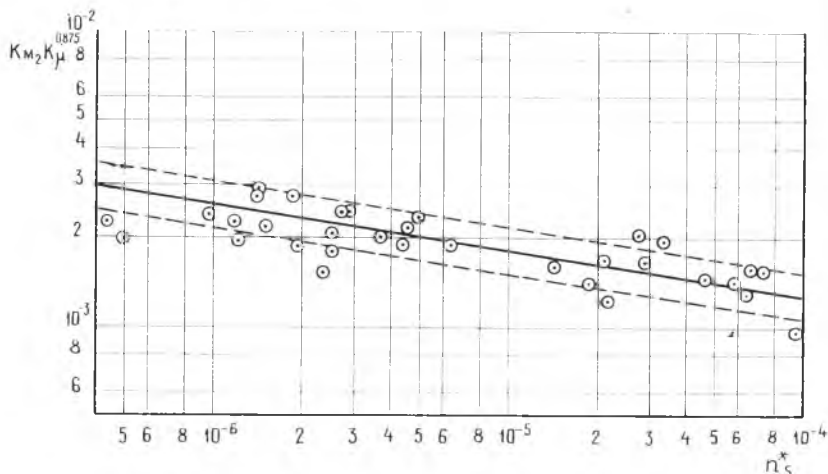


Рис. 3. Экспериментальная зависимость критерия массы K_{M_2} от коэффициента быстроходности n_s^* для ступеней ШЦБН с односторонним входом

Симплекс K_p в соотношении (7) позволяет учесть для ступеней ВЛН с $N \leq 736$ кВт влияние на массу ЛН масс таких деталей, как подшипников ротора, уплотнительных узлов, ребер жесткости и других, конструкция и размеры которых не определяются гидродинамическими параметрами ЛН и играют при $N \leq 736$ кВт существенно меньшую роль.

Для ступеней ВЛН, содержащих ЦБН и ШЦБН с двусторонним входом, а также ОН, соответствующие соотношения, полученные с использованием методов КРА, имеют вид:

$$K_{M_2} = 0,000736 n_s^{* - 0,15} \quad (8)$$

$$\text{при } 4 \cdot 10^{-7} \leq n_s^* \leq 1,9 \cdot 10^{-5}, \varepsilon_A = 8 - 12\%$$

$$\text{и } K_{M_2} = 0,034 n_s^{* - 0,109} \quad (9)$$

при $6,5 \cdot 10^{-5} \leq n_s^* \leq 1 \cdot 10^{-1}$, $\varepsilon_A = 12 - 15\%$.

Зависимости (7) — (9) дают меньшие значения ε_A , чем известные соотношения для расчета масс ВЛН в широком диапазоне параметра [1], [3].

Следует обратить внимание на то, что модели (7) — (9) указывают путь совершенствования ВЛН по ЭКМХ. Это — применение ВЛН, выполненных по многокаскадной (в простейшем случае двухкаскадной) схеме (рис. 4). В такой конструкции

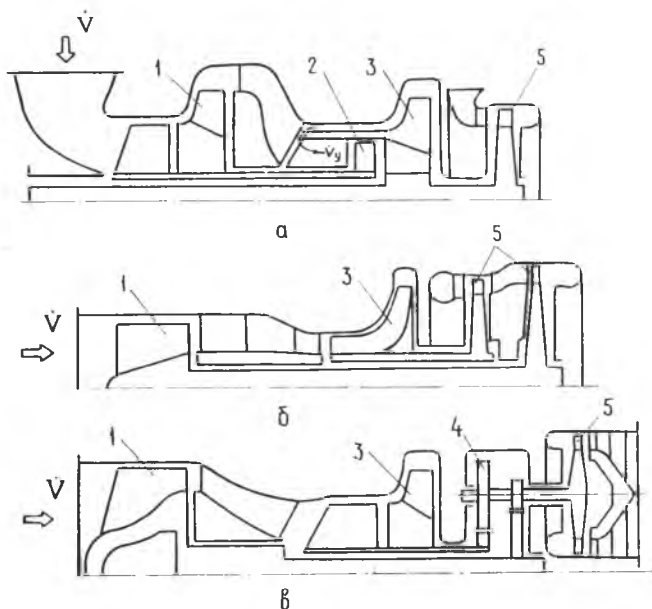


Рис. 4. Схемы двухкаскадных лопастных насосов с гидравлической (а), газовой (б) и механической (в) связями между каскадами: 1 — низконапорный (I) каскад; 2 — гидротурбина (ГТ); 3 — высоконапорный (II) каскад; 4 — редуктор; 5 — газовая турбина

при заданных внешних условиях для ВЛН в целом (по параметру σ) снижение массы достигается путем выбора оптимальных внешних условий для каждого каскада (по параметрам σ и σ_{II}), максимального использования внутренних антикавитационных (по параметрам $C_{крI}$ и $C_{крII}$) и энергетических (по параметрам η_I и η_{II}) качеств ступеней.

Основные положения методики и алгоритма проектирования двухкаскадных насосов с оптимальными ЭКМХ. Рассмотрим три основные конструктивные схемы двухкаскадных насосов (ДЛН), отличающихся типом привода ротора I каскада (рис. 4). В методике расчета ЭКМХ ДЛН принимались следующие допущения:

1. Поток на входе в любой элемент ступени ДЛН установившийся, турбулентный, несжимаемый и бескавитационный.

2. Теплообмен с окружающей средой отсутствует.

3. Утечки компонента \dot{V}_y из рабочего колеса (РК) II каскада (рис. 4, а), распределяются равномерным кольцом по всему периметру ПШ.

4. Давление насыщенного пара компонента на входе во II каскад определяется температурой утечек \dot{V}_y , поступающих на вход по периферии ПШ с учетом смещения с основным потоком.

В методике используются зависимости:

1) КПД для ЦБН, ШЦБН и ОН от n_s :

$\eta = 0,13383 + 0,00819 n_s - 0,00002325 n_s^2$; $\epsilon_A = 15\%$ при $35 \leq n_s \leq 190$, полученного при использовании методов КРА в результате обработки более 140 наблюдений по ступеням ПЛН и ВЛН;

2) критерия расхода и напора от n_s^* :

$$K_{\dot{V}} = C_1 n_s^{*t_1}, \quad K_H = C_2 n_s^{*t_2},$$

для этих же групп ЛН, см., в частности [5];

3) срывного давления на входе в ступень ЛН по второму (II) критическому режиму на кавитационной характеристике

$$\Delta p_{\text{вх кр}}^* = m \frac{\rho C_{\text{вх}}^2}{2} + \lambda \frac{\rho W_{\text{вх}}^2}{2},$$

в которой принималось для I каскада ДЛН $m_I = 2$ [12], а для II каскада $m_{II} = 1,05$ [3]; коэффициент кавитации λ определялся по зависимостям работы [13];

4) потерь в плоских турбинных решетках при малых скоростях набегающего потока [14], которые необходимы при расчете гидравлического КПД ГТ (рис. 4, а).

Перечисленные зависимости в совокупности с величинами исходных параметров, необходимыми для проектирования ДЛН, — ρ , \dot{V} , $\Delta p_{v1} H_N = H_I + H_{II} \cdot N$ и соотношениями (7) — (9), позволяют реализовать достаточно строгий алгоритм для определения геометрических, кинематических, ЭКМХ обоих каскадов ДЛН.

Отметим кратко порядок вычислений и некоторые особенности алгоритма. При расчете параметров I каскада при данной величине $d_{\text{вТ1}}$ ПШ максимизировалась величина ω_1 при условии обеспечения бескавитационной работы I каскада и ДЛН в целом [13], а также ПШ II каскада с учетом сброса утечек \dot{V}_y из РК II каскада (рис. 4, а), температура которых зависит от подогрева компонента в I, II каскаде и уплотнении РК II каскада.

Параметры ПШ II каскада находятся, исходя из условия

обеспечения бескавитационной работы РК II каскада с учетом уменьшения давления на ГТ. При известных ω_1 и ω_{II} и геометрических размерах ПШ II каскада, имея в виду равенство мощностей ГТ и насоса I каскада, определяются параметры ГТ. Затем, учитывая равенство $H_2 = H_1 + H_{II}$ вычисляются напор, приходящийся на РК II каскада, и наружный диаметр D_{2II} для РК II каскада. На этой стадии алгоритма контролируется величина $(dn)_{II}$, которая определяет прочность шарикоподшипниковой опоры. Последняя стадия алгоритма предусматривает расчет масс обоих каскадов ДЛН. Следуя алгоритму, вычисляются параметры обоих каскадов ДЛН для ряда величин σ_{II} , после чего отбирается вариант с минимальной массой ДЛН в целом, т. е. вариант конструкции ДЛН с оптимальными ЭКМХ. По аналогичному алгоритму осуществляется расчет для ДЛН с механической и газовой связью между каскадами (см. рис. 4, б, в).

Из общего описания алгоритма следует, что проектирование ДЛН с оптимальными ЭКМХ является по своей сути задачей математической оптимизации [15].

Результаты расчета ЭКМХ ДЛН и их обсуждение. Рассмотрим результаты расчета ЭКМХ ДЛН для схемы по рис. 4, а, т. е. для схемы с гидравлической связью между каскадами¹.

На рис. 5 изображены зависимости \bar{K}_{M2} , $\bar{\omega} = f(\sigma_{II})$ для ряда

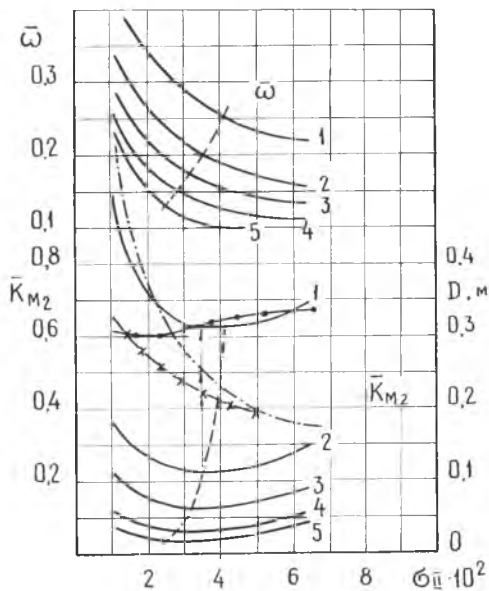


Рис. 5. Зависимости параметров \bar{K}_{M2} , $\bar{\omega}$ и наружных диаметров предвключенных шнеков и рабочих колес каскадов двухкаскадного насоса от напорности I каскада при $V = 0,04 - 1,5$ м³/с, $\Delta p_{\nu V I} = 0,1091$ МПа: 1 — $p_{\text{вых II}} = 9,81$ МПа; 2 — $p_{\text{вых II}} = 19,62$ МПа; 3 — $p_{\text{вых II}} = 29,43$ МПа; 4 — $p_{\text{вых II}} = 49,05$ МПа; 5 — $p_{\text{вых II}} = 78,48$ МПа; ● — D_{III} , D_{2I} ; —●— D_{2II} ; —×— D_{III}

¹ Расчеты по разработанному алгоритму проведены на ЭЦВМ М-220.

величин параметра $p_{\text{вых II}}$ при $\Delta p_{v1} = \text{const}$. Использование параметра \bar{K}_{M2} удобно, так как его величина не зависит от величины \dot{V} (см. условные обозначения). Параметр σ_{II} определяет, по сути, отношение напора I каскада H_I к общему напору H_{Σ} . Из рис. 5 следует, что функция $\bar{K}_{M2} = f(\sigma_{II})$ имеет минимум для всех значений $p_{\text{вых II}}$, следовательно, существуют оптимальные величины $\sigma_{II \text{ опт}}$ и соответствующие им величины $\bar{\omega}_{\text{опт}}$, при которых масса ДЛН будет минимальной. Аналогичные выводы следуют из рассмотрения зависимостей $\bar{K}_{M2}, \bar{\omega} = f(\sigma_{II})$ для ряда величин Δp_{v1} при $p_{\text{вых II}} = \text{const}$.

На рис. 5 представлены также зависимости $D_{ш I}, D_{2 I}, D_{ш II}, D_{2 II} = f(\sigma_{II})$ для конкретных величин $\dot{V} = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}, P_{\text{вых II}} = 19,62 \text{ МПа}$. Анализ этих зависимостей позволяет заключить, что для ДЛН минимальной массы ступени I каскада следует выполнять осевыми (в виде шнека), так как $D_{ш I} = D_{2 I}$, а ступени II каскада — шнекоцентробежными, так как $D_{2 II} > D_{ш II}$. Этот вывод подтверждается расчетами и для ДЛН с механической связью между каскадами.

Зависимость $\bar{K}_{M2}, \bar{\omega} = f(\sigma_{II})$, изображенная на рис. 5, позволяет построить обобщающие зависимости $\bar{K}_{M2 \text{ min}}, \bar{\omega}_{\text{опт}}, \sigma_{II \text{ опт}} = f(\sigma)$, которые адекватно аппроксимируются соотношениями (см. рис. 6)

$$\bar{K}_{M2 \text{ min}} = 445 \sigma^{1,175}; \sigma_{II \text{ опт}} = 0,121 \sigma^{0,238}; \bar{\omega}_{\text{опт}} = 2,98 \sigma^{0,484} \quad (10)$$

и справедливы также для ДЛН с механической связью между каскадами¹.

По результатам анализа зависимостей $\bar{K}_{M2 \text{ min}}, \sigma_{II \text{ опт}}, \bar{\omega}_{\text{опт}} = f(\sigma)$ можно констатировать:

— область применения ДЛН определяется величиной коэффициента Тома σ ;

— для величин $\sigma < 0,015$ выгодно использовать ДЛН, так как их применение дает выигрыш по массе ($\bar{K}_{M2} < 1$) и КПД ($\eta > 1$), который усиливается по мере уменьшения величины σ ;

— при величинах $\sigma > 0,015$ применение ДЛН не дает преимущества по массе и КПД перед одноступенчатыми ШЦБН.

В качестве иллюстрации к сказанному на рис. 7 приведены расчетные зависимости масс одноступенчатого ШЦБН и ДЛН при $p_{\text{вых II}}, \dot{V} = \text{idem}$, а также удельных масс $\bar{M} = M/N$ от величины давления на входе ($\sigma = \text{VAR}$). Видно, что при $\sigma \simeq 0,015$ массы одноступенчатого ШЦБН и ДЛН становятся равными, как

¹ Здесь величина σ вычисляется для ДЛН в целом, т. е. при $h = h_I$ и $H = H_{\Sigma}$.

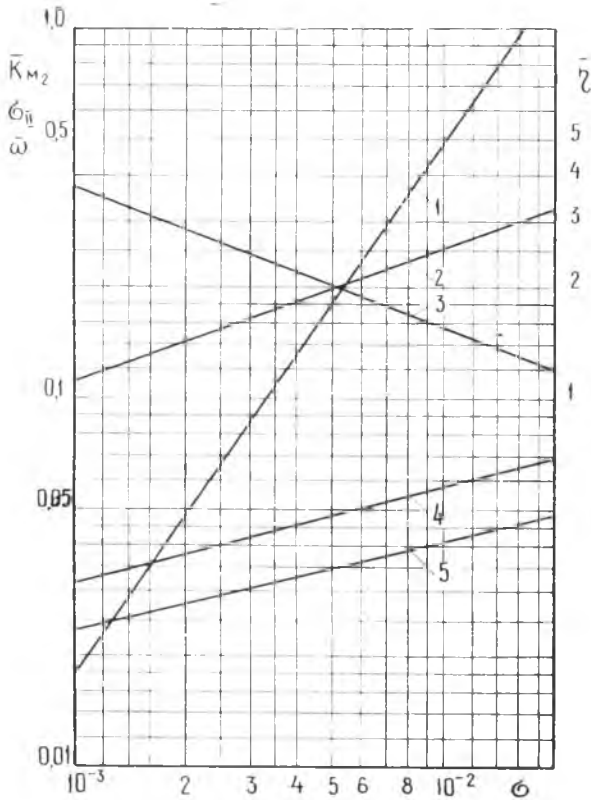


Рис. 6. Расчетные зависимости параметров, характеризующих энергокавитационные и массовые характеристики двухкаскадных насосов от величины коэффициента Тома для насоса в целом: 1 — \bar{K}_{M2min} ; 2 — $\bar{\omega}_{опт}$; 3 — \bar{t}_i ; 4 — σ_{II} при $\bar{t}_i = \bar{t}_{i,max}$; 5 — $\bar{\tau}_{II,опт}$

и их удельные массы \bar{M} . В то же время при $\sigma < 0,015$, когда использование ДЛН предпочтительнее, параметры \bar{M} резко отличны. Это доказывает, что параметр \bar{M} не отражает существа совершенства одноступенчатого ШЦБН по массе; его величина зависит от величины давления на входе и поэтому без привязки к внешним условиям использование параметра \bar{M} в анализе некорректно.

Большой интерес представляют и энергетические характеристики ДЛН. Были проведены расчеты КПД ДЛН, результаты

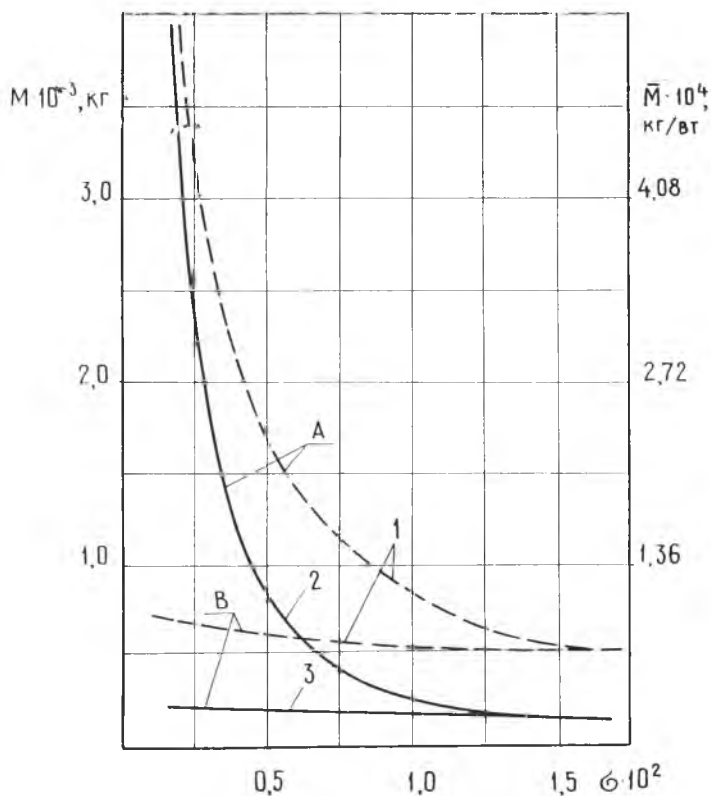


Рис. 7. Сравнение масс и удельных масс одноступенчатого ШЦБН с односторонним входом (А) и двухкаскадного насоса (В) в зависимости от заданного давления на входе при $V = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_{\text{вх.п.}} = 36,3 \text{ МПа}$: 1— \bar{M} ; 2—масса M одноступенчатого ШЦБН; 3—масса M двухкаскадного насоса

которых для тех же исходных данных, что использовались в расчетах зависимостей \bar{K}_{M2} , $\bar{\omega} = f(\sigma_{\text{п}})$ (см. рис. 5), обобщались функциями $\bar{\eta} = f(\sigma_{\text{п}})$, а затем перестраивались в графики $\bar{\eta} = f(\sigma_{\text{п.отт}})$ и $\bar{\eta} = f(\sigma)$. Зависимость $\bar{\eta} = f(\sigma)$ представлена на рис. 6. Видно, что КПД ДЛН в зоне их целесообразного применения ($\sigma < 0,015$) существенно превышает КПД одноступенчатого ШЦБН ($\bar{\eta} > 1$), что объясняется значительным снижением частоты вращения ротора последнего для обеспечения заданных антикавитационных качеств,

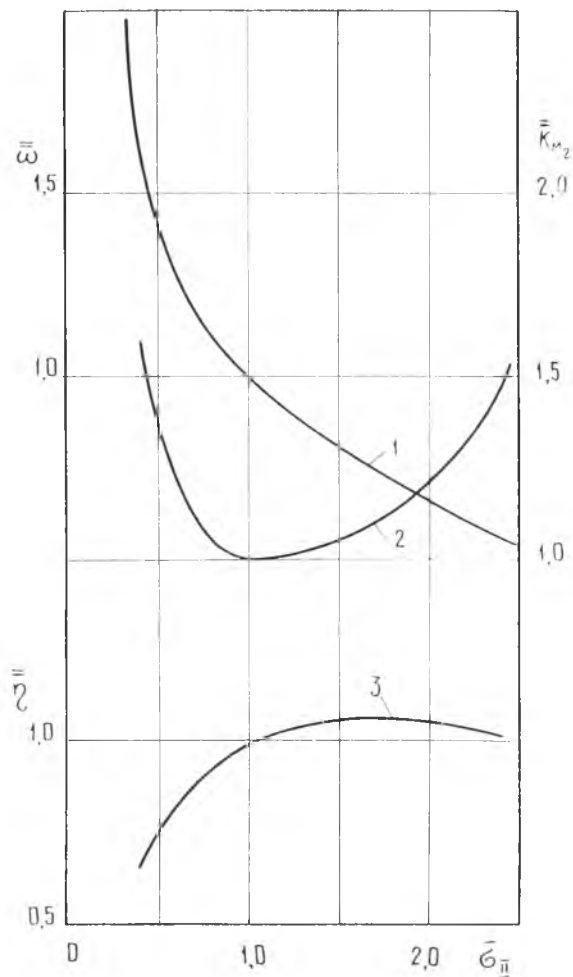


Рис. 8. Зависимости параметров, характеризующих энергокавитационные и массовые характеристики двухкаскадных насосов в случае отступления от оптимального по массе варианта: 1 — $\bar{\omega}$; 2 — \bar{K}_{M2} ; 3 — $\bar{\eta}$.

При проектировании ДЛН в случае отступления от оптимального по массе варианта ($\sigma_{II} \neq \sigma_{II \text{ опт}}$), возникает необходимость в количественной оценке ЭКМХ. Для решения таких задач результаты расчетов, приведенные в виде зависимостей \bar{K}_{M2} , $\bar{\omega} = f(\sigma_{II})$ на рис. 5, обрабатывались для построения зависимостей \bar{K}_{M2} , $\bar{\omega}$, $\eta = f(\sigma_{II})$ (см. рис. 8). Здесь аргумент $\bar{\sigma}_{II} = \sigma_{II} / \sigma_{II \text{ опт}}$ показывает численно степень неоптимальности при назначении напоров I и II каскадов проектируемого ДЛН. Видно, что оптимальный вариант ДЛН по массе не соответствует варианту ДЛН с максимальным КПД. При этом существует связь

$$(\bar{\sigma}_{II})_{\eta = \eta_{\text{max}}} \sim (1,45 \div 1,5) \bar{\sigma}_{II \text{ опт}},$$

т. е. оптимум по КПД смещен в сторону больших величин $\bar{\sigma}_{II}$, однако в диапазоне $\bar{\sigma}_{II} = 1,0 - 1,5$ величина \bar{K}_{M2} , характеризующая изменение массы ДЛН, увеличивается не более, чем на 5%; то же можно сказать и об увеличении КПД (рис. 8).

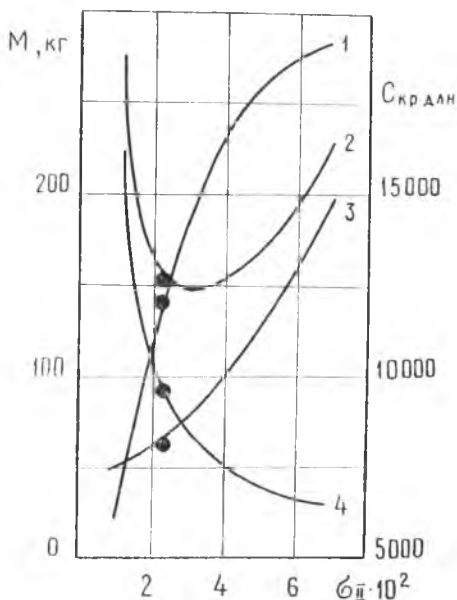


Рис. 9. Зависимости масс каскадов и кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}$ для ДЛН при $h_1 = 113,3$ Дж/кг = const от напорности I каскада: 1 — $C_{кр \text{ ДЛН}}$; 2 — M_2 ; 3 — M_I ; 4 — M_{II} ; ● — параметры выполненного ДЛН

Анализ зависимостей, представленных на рис. 5, 6 и 8, позволяет резюмировать, что разработанный метод проектирования ДЛН с оптимальными ЭКМХ определяет до этапа ЭГР область таких значений параметров σ_{II} и σ , в которой наиболее целесообразно применение ДЛН. Этот метод дает хорошую сходимость расчетных данных по массам каскадов и ДЛН в целом с фактическими, например, для насоса, имеющего $\omega_{II} = 291$ об/с (рис. 9).

Из анализа зависимости $C_{кр \text{ ДЛН}} = f(\sigma_{II})$, представленной на рис. 9 для конкретного ДЛН, следует, что использование параметра $C_{кр \text{ ДЛН}} = \frac{5,62 \cdot (60 \sigma_{II}) \sqrt{v}}{(h_{1кр}/g)^{0,75}}$, рас-

считанного для ДЛН в целом, не характеризует совершенство ДН и без привязки его к параметру $\sigma_{II} = \sigma_{II \text{ опт}}$ и заданным условиям на входе в I каскад, является некорректным.

Разработанный метод проектирования ДЛН с оптимальными ЭКМХ может служить основой и для проектирования ВЛН с выносными ПН. Его можно рекомендовать как расчетный блок в алгоритмах машинного проектирования НСПП ДЛА.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Полиновский А. Ю., Лецинер Л. Б.* Авиационные центробежные насосные агрегаты. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
2. *Campbell W. E., Beveridge I. H., Fitts I. I.* NPSR selection for a nuclear rocket. AIAA Paper, 1967, № 476.
3. *Овсянников Б. В., Боровский Б. И.* Теория и расчет агрегатов питания ЖРД. — М.: Машиностроение, 1971. — 540 с.
4. *Шенк Х.* Теория инженерного эксперимента: Пер. с англ. — М.: Мир, 1972. — 381 с.
5. *Васильцов Э. А.* Критерии подобия центробежных насосов. — Энергомашиностроение, 1964, № 10. — с. 12—14.
6. *Степанов А. И.* Центробежные и осевые насосы: Пер. с англ. — М.: Машигиз, 1960. — 462 с.
7. *Яремско О. В.* Испытание насосов: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1976. — 225 с.
8. *Химмельблук Д.* Анализ процессов статистическими методами: Пер. с англ. — М.: Мир, 1973. — 957 с.
9. *Веников В. А.* Теория подобия и моделирования. — М.: Высшая школа, 1976. — 479 с.
10. *Насосы: Каталог—справочник.* — М.: Машигиз, 1959. — 552 с.
11. *Саркисян С. А., Каспин В. И., Лисичкин В. А.* и др. Теория прогнозирования и принятия решений. — М.: Высшая школа, 1977. — 351 с.
12. *Yedidiah S.* Some observations relating to suction performance of inducers and pumps. Paper ASME, 1971, № WA/EE-25, 7 p.
13. *Боровский Б. И., Ершов Н. С., Овсянников Б. В.* и др. Высокооборотные лопаточные насосы. — М.: Машиностроение, 1975. — 336 с.
14. *Абианц В. X.* Теория газовых турбин реактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1965. — 310 с.
15. *Белюсов А. И., Иванов А. И.* Методы оптимизации в проектировании двигателей летательных аппаратов: Методические указания. — Куйбышев: КвАН, 1980. — 30 с.