

*30.12.94г.*  
*Одобрено*  
*авт. 156-168*

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ  
ИНСТИТУТ СИСТЕМНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОБРАЗОВАНИЯ  
СУМСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ УНИВЕРСИТЕТ

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ  
И ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТЫ:  
ТЕОРИЯ, РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ**

**Тематический сборник научных трудов**

Киев 1994

2. А.с. № 1423801 СССР, МКИ F 04 с 7/00, 19/00. Жидкостно-кольцевая машина / В.А. Максимов, Л.Г. Рейцман. - Оpubл. 30.08.88. Бюл. № 32.
3. А.с. № 914809 СССР, МКИ F 04 с 7/00, 19/00. Жидкостно-кольцевая машина / Л.Т. Караганов, А.Е. Юшин. - Оpubл. 23.03.82. Бюл. № 11.
4. А.с. № 1239405 СССР, МКИ F 04с, 19/00. Жидкостно-кольцевая машина / Е.И. Прямыцын, Л.Т. Караганов и др. - Оpubл. 23.06.86. Бюл. № 23.
5. Лубенец В.Д. и др. Индицирование давлений газа в рабочих ячейках жидкостно-кольцевых машин: Известия вузов // Машиностроение. - М.: 1980. - № 5. - С. 69-73.
6. Вертепов Ю.М. Экспериментальное определение поля скоростей в безлопаточном пространстве жидкостно-кольцевого вакуум-насоса // Реф. сб. "Химическое и нефтяное машиностроение". - М.: ЦИНИХимнефте-маш, 1978. - № 5. - С. 19-21.
7. Головинцов А.Г., Румянцев В.А. и др. Ротационные компрессоры. - М.: Машиностроение, 1964. - 280 с.
8. Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. Гидродинамика газожидкостных систем. - М.: Энергия, 1976. - 296 с.
9. А.с. № 1446350 СССР, МКИ F 04 с 7/00. Жидкостно-кольцевая машина / А.Н. Козлов, Л.В. Черепов и др. - Оpubл. 23.12.88. Бюл. № 47.
10. А.с. № 1195054 СССР, МКИ F 04 с 7/00. Жидкостно-кольцевая машина / В.М. Арсеньев, Д.М. Вертепов. - Оpubл. 30.11.85. Бюл. № 44.
11. А.с. № 1112147 СССР, МКИ F 04 с 19/00. Жидкостно-кольцевая машина / В.М. Арсеньев, Д.М. Вертепов, Б.А. Пономаренко. - Оpubл. 7.09.84. Бюл. № 33.

УДК 621.674

А.С. Мандрыка

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХ РЕВЕРСИВНЫХ НАСОСНЫХ КОЛЕС В ПОТОКЕ БЕЗ КАВИТАЦИИ

Характерная особенность исследуемых реверсивных рабочих колес /р.к./ - равенство параметров: подачи  $Q$ , напора  $H$ , мощности  $N$ , частоты вращения  $n$ , КПД  $\eta$  на прямом и обратном режимах работы, т.е. при вращении как в одну, так и в противоположную сторону.

Целью исследования было изучение рабочего процесса колес РК-1 и РК-2 быстроходностью  $n_s = 800$  для улучшения их гидравлических качеств. Рабочий процесс анализировали на основании суммарных характеристик рабочих колес и характеристик элементарных решеток, расположенных на цилиндрических поверхностях тока.

Рабочее колесо РК-1 спроектировано методом подъемных сил с корректировкой на влияние решетки бесконечно тонких пластин [1], а РК-2 получено расчетной оптимизацией на ЭВМ [2] с использованием прямой задачи теории решеток [3], экстремального многофакторного эксперимента [4] и расчета профильных потерь по Лойцянскому, Миценко [5; 6].

При проектировании на оба р.к. накладывались ограничения: наружный диаметр  $D = 0,23$ , втулка - цилиндрическая, втулочное отношение  $\bar{d}_{вт} = d_{вт}/D = 0,61$ , окружная составляющая входной скорости  $V_{1u} = 0$ , напор вдоль радиуса  $H(r) = const$ . В качестве сечений лопасти для РК-1 взят специальный S-образный профиль [7], симметричный относительно своего геометрического центра /необходимое условие обеспечения идентичности кинематики потока при реверсировании /рис. 1/. Для р.к. РК-2 принят симметричный профиль [8] /на рис. 1 показан пунктирной линией/. Проектные параметры рабочих колес даны в таблице.

Рабочие колеса испытаны на гидравлическом стенде в цилиндрической камере. Жидкость подводилась к р.к. и отводилась от него в осевом направлении.

Суммарные характеристики испытанных рабочих колес показаны на рис. 2. Их снимали при расчетном положении лопастей с углом поворота

$\sigma = 0$ . Поскольку РК-1 не обеспечивало проектных параметров по  $Q$  и  $H$ , оно было испытано также при  $\sigma = +4^\circ$ .

Характеристики элементарных решеток получены зондированием потока перед р.к. и за ними [9; 10] пятиканальными шаровыми зондами. Зондирование проводилось в широком диапазоне изменения подачи, включая такие характерные режимы как расчетный /режим А/, режим оптимального КПД, неустойчивой работы /режим Б; в зоне "провала" напорно-расходной характеристики/. При этом частоту вращения  $n = 50 \text{ с}^{-1}$  поддерживали постоянной, что обеспечивало число Рейнольдса  $Re = 14,6 \dots 5,6 \cdot 10^4$  /подсчитывали по абсолютной скорости потока и диаметру шара зонда/. Указанная величина  $Re$  находилась в пределах значений  $0,4 \cdot 10^4 \dots 1,5 \cdot 10^5$ , т.е. условие постоянства тарировочных коэффициентов шаровых зондов выполнялось [5].

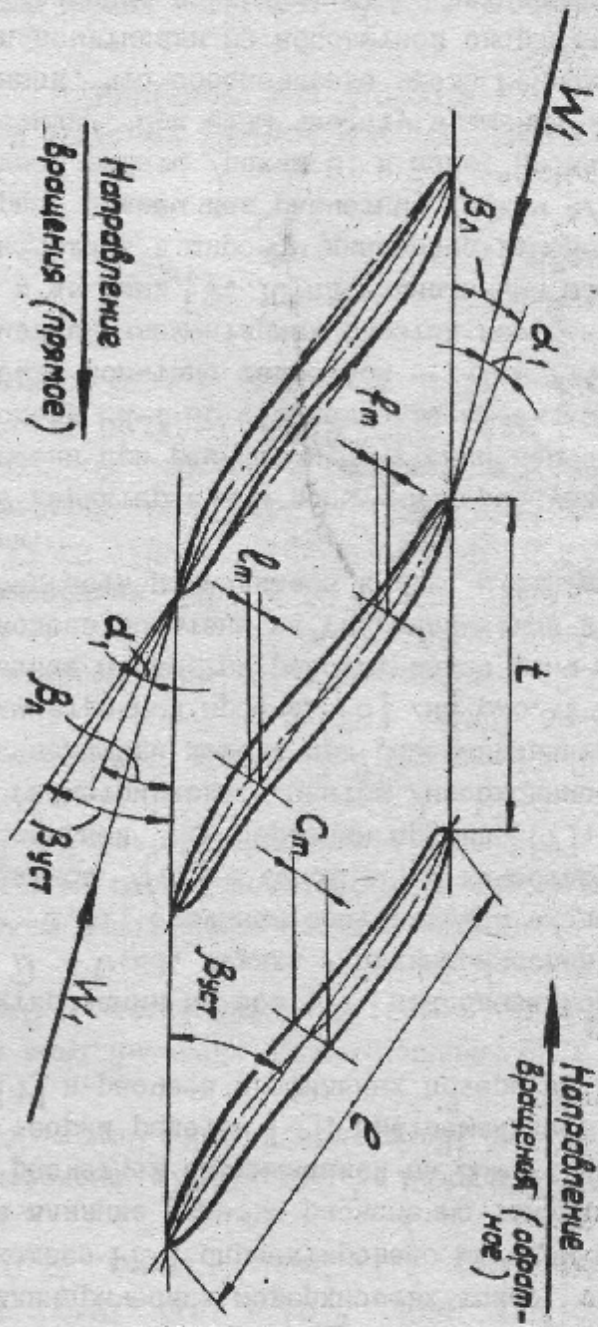


Рис. 1. Реверсионная насосная решетка

Рабочее колесо	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	$H, \text{ м ст.ж.}$	$n, \text{ с}^{-1}$	Сечение	Радиус расположения $r, \text{ м}$	$e, \text{ м}$	$e/t$	$V_{\text{вх}}, \text{ град}$	$\alpha', \text{ град}$	$F_T$	$\bar{c}_T$
ПК-1	0,170	10	50	Периферийное	0,1150	0,200	1,39	12,8	2,80	0,02	0,04
				Среднее	0,0925	0,185	1,59	17,5	5,25	0,03	0,06
				Корневое	0,0700	0,155	1,76	27,6	11,5	0,04	0,08
ПК-2	0,170	10	50	Периферийное	0,1150	0,180	1,0	15,4	4,6	0,015	0,045
				Среднее	0,0925	0,160	1,1	19,35	5,95	0,022	0,070
				Корневое	0,0700	0,140	1,3	26	8,6	0,03	0,095

Примечание.  $V_{\text{вх}}$  - угол установки профиля в решетке;  $\alpha'_{1/2}$  - угол атаки между осью и осью скорости на входе  $W_1$  и хордой профиля  $e$ ;  $f_{\text{пр}} = 2f_{\text{пр}}/e$  - максимальная относительная толщина профиля /см. рис. 1/.

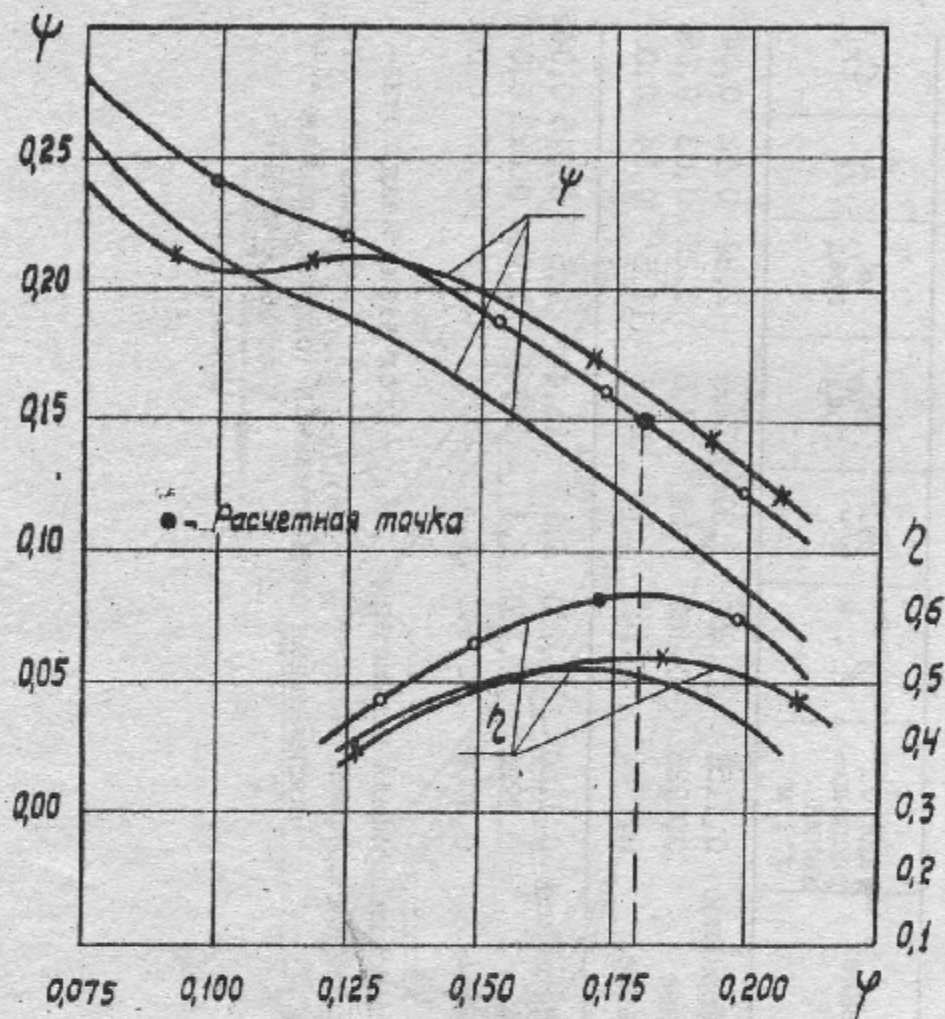


Рис. 2. Суммарные характеристики рабочих колес:

— PK-I,  $\alpha = 0^\circ$ , —x—x— PK-I,  $\alpha = +4^\circ$ ;  
 —o—o— PK-2,  $\alpha = 0$

Поток измерялся зондами перед р.к. на расстоянии  $0,65 t$  шага от входной кромки лопасти и за р.к. на расстоянии шага от выходной кромки, где скорости практически выравниваются [II]. Измерения проводились в восьми точках по радиусу. Крайние точки измерений были удалены от стенок камеры и втулки на расстояние, равное диаметру шара зонда.

Надежность опытных данных проверялась сопоставлением расхода, определенного зондовыми измерениями:

$$Q_3 = 2\pi \int_{d_{\delta T}}^R V_z(r) r dr \quad /1/$$

Где  $V_z$  - расходная составляющая скорости,  $R$  - наружный радиус р.к./ на входе и выходе р.к. с соответствующими значениями расхода, измеренного сужающим устройством /диафрагмой/  $Q_c$ . Как правило, расхождение между  $Q_3$  и  $Q_c$  составляло  $\pm 3\%$  перед р.к. и  $\pm 5\%$  за ним.

По результатам зондирования определялись параметры реверсивных колес:

коэффициент подачи

$$\psi = 4Q_3 / [\pi D^2 (1 - d_{\delta T}^2) U_R]; \quad /2/$$

коэффициент напора

$$\psi = 2gH / U_R^2; \quad /3/$$

КПД  $\eta$  и параметры элементарных решеток колес:

коэффициенты расхода соответственно на входе "1" и выходе "2"

$$\varphi_{1K} = V_{1z}(r) / U_R; \quad \varphi_{2K} = V_{2z}(r) / U_R. \quad /4/$$

где  $V_{1z}(r)$ ,  $V_{2z}(r)$  - расходные составляющие скорости на радиусе расположения решетки  $r$ ;

коэффициент напора

$$\psi_K = 2gH_p(r) / U_R^2; \quad /5/$$

$$\eta_k = H_p(r) / H_{TP}(r) \quad /6/$$

В /5/ и /6/  $H_p(r)$  - действительное приращение удельной энергии потока на радиусе  $r$ ;  $H_{TP}(r)$  - теоретический напор элементарной решетки, определенный расчетом обтекания [3].

Поскольку неравномерность потока считалась повышенной, радиус струйки за р.к.  $r_2$  находился по радиусу струйки перед р.к.  $r_1$  из равенства расходов между стружкой и стенкой камеры. Параметры элементарной решетки определялись в цилиндрическом сечении на среднем радиусе между  $r_1$  и  $r_2$ . Возникающая при этом погрешность не учитывалась, так как радиусы отличались незначительно и не могли внести неточность в расчет, превышающую погрешность самих зондовых измерений.

При вычислении параметров решеток использовались уточненные значения осевых скоростей [12], для чего скорости  $V_{1z}$  и  $V_{2z}$  умножались соответственно на коэффициенты

$$\lambda_1 = Q_c / 2\pi \int_{r_{6r}}^R V_{1z}(r) r dr \quad /7/$$

и

$$\lambda_2 = Q_c / 2\pi \int_{r_{6r}}^R V_{2z}(r) r dr \quad /8/$$

Отмеченные параметры элементарных решеток представлялись в функции относительной высоты канала  $(r - r_{6r}) / (R - r_{6r})$  и угла атаки  $\alpha_1$  /рис. 3-5/. Параметры отдельных элементарных решеток, представленные в функции относительной высоты канала, позволяли судить о согласовании сечений лопасти в радиальном направлении, а параметры, представленные в функции угла атаки  $\alpha_1$ , показывали изменения различных параметров при варьировании подачи.



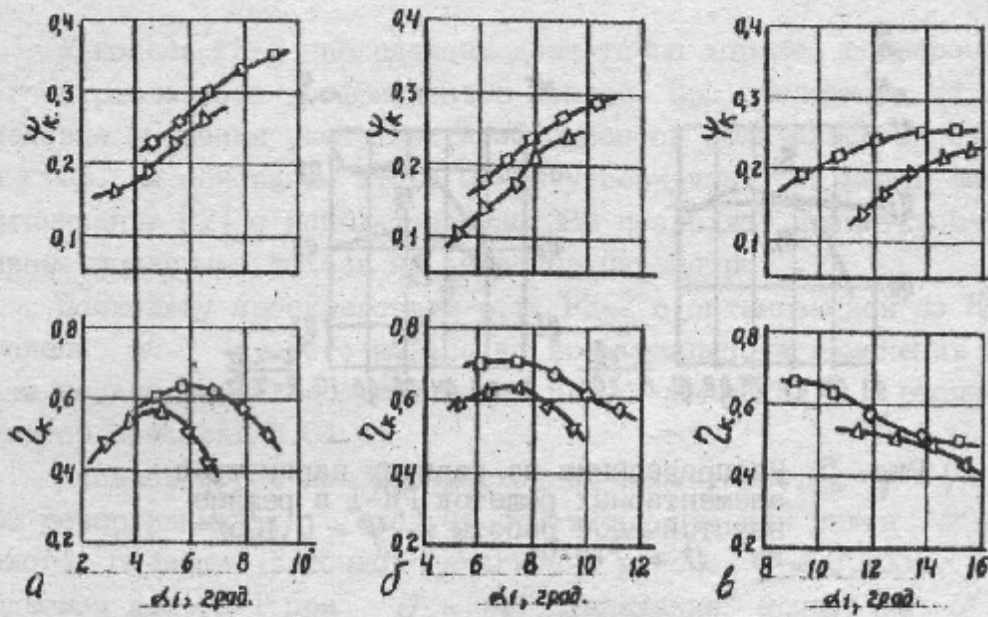


Рис. 3. Характеристики элементарных решеток в бескавитационных условиях работы: а - периферийное сечение; б - среднее сечение; в - корневое сечение;  
 —△—△— РК-1,  $\sigma = 0$ ; —□—□— РК-2,  $\sigma = 0$

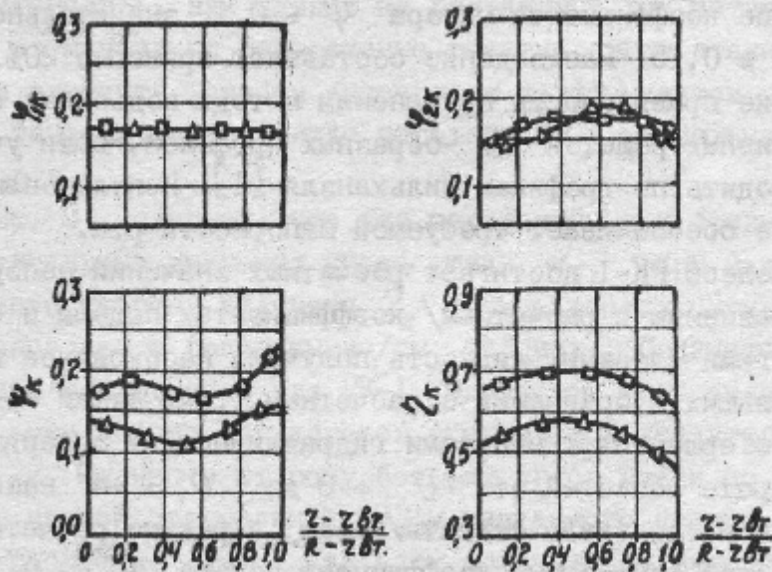


Рис. 4. Распределение по радиусу параметров элементарных решеток при расчетной подаче и  $\sigma = 0$ :  
 —△—△— экспериментальные кривые для РК-1,  $\varphi = 0, 180$ ;  
 —□—□— то же, для РК-2,  $\varphi = 0, 180$

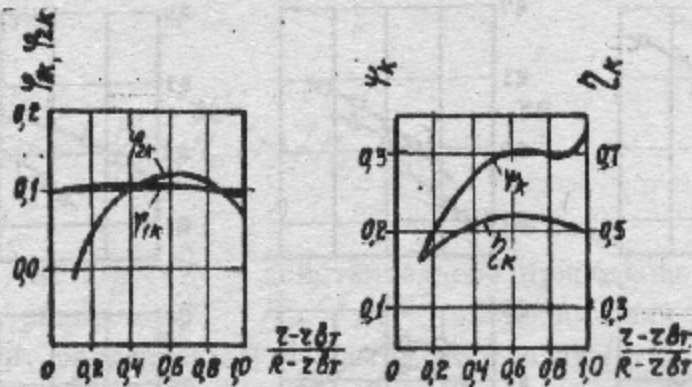


Рис. 5. Распределение по радиусу параметров элементарных решеток РК-I в режиме неустойчивой работы /  $\varphi = 0,105$  / и  $\sigma = +4/6$

Экспериментальный материал в основном обрабатывали на ЭВМ. В частности, во избежание субъективного проведения кривых при построении графиков на рис. 3-5 предусматривался машинный /на ЭВМ/ выбор степени осредняющего полинома.

На рис. 2 показаны суммарные характеристики колес:  $\psi - \varphi$ ,  $\eta - \varphi$ . Как следует из рисунка, для РК-I при расчетной подаче /  $\varphi = 0,180$  / опытное значение коэффициента напора  $\psi = 0,12$  значительно меньше расчетного  $\psi = 0,15$ . Расхождение составляет примерно 20%. Это ставит под сомнение правильность применения метода подъемных сил для расчета реверсивных решеток S-образных профилей, если учет влияния решетки производить по графикам Шильханзля [1]. Использование метода в таком виде не обеспечивает требуемой напорности р.к.

Рабочее колесо РК-I достигает расчетных значений напора при меньших /по сравнению с расчетным/ коэффициентах подачи и более высоких КПД. Другими словами, жидкость получает необходимое приращение энергии при больших в сравнении с расчетным углах атаки  $\alpha_1$ , и процесс этот совершается с меньшими гидравлическими потерями.

При развороте лопастей от  $\sigma = 0$  до  $\sigma = +4^\circ$  напор р.к. возрастает /как и следовало ожидать/. Так, в режиме расчетной подачи /  $\varphi = 0,180$  / действительный коэффициент напора  $\psi = 0,160$  против расчетного  $\psi = 0,15$ . КПД также увеличился от  $\eta = 0,51$  до  $\eta = 0,34$ . Однако ухудшилась форма напорно-расходной характеристики: появился "провал" ее в зоне частичных подач /  $\varphi = 0,085 \dots 0,130$  /.

У колеса РК-2 наблюдалось достаточно хорошее совпадение опытного и расчетного коэффициентов напора. При расчетном  $\varphi = 0,180$  числовые значения указанных коэффициентов отличались не более чем на  $\sim 5\%$ . На основании этого можно утверждать, что метод численной оптимизации [2] с использованием ЭВМ позволяет проектировать реверсивные лопастные колеса на заданные параметры.

Поскольку проектировали р.к. РК-2 с оптимизацией по КПД, то уровень  $\eta$  у этого колеса во всем диапазоне изменения коэффициента подачи оказался существенно выше, чем у РК-1. В расчетном режиме он составил 0,64.

Касаясь формы напорно-расходных характеристик  $\psi - \varphi$  испытанных реверсивных р.к., следует отметить, что для углов  $\sigma = 0$  они полого падающие с точкой перегиба в районе  $\varphi = 0,100 \dots 120$ . Наблюдаемое для РК-1 при  $\sigma = +4^\circ$  "западание" кривой  $\psi - \varphi$  на участке  $\varphi = 0,085 \dots 0,130$  свидетельствует о значительном изменении в картине установившегося плавного обтекания лопастей. Более детально исследование обнаруживает существование в этой зоне отрывных течений у поверхности лопасти /см. рис. 5/.

Анализ графического материала по зондовым измерениям позволил выявить особенности течения через исследуемые решетчатые области, Удалось установить, как влияют на гидравлические потери в потоке, омывающем элементарные реверсивные решетки, угол атаки  $\alpha_1$ , уровень нагружения элемента лопасти /измерялся коэффициентом  $\psi_k$  /, а также вторичные течения, в том числе перетекание в радиальном зазоре на периферии р.к.

Из рис. 3 следует, что для периферийных и средних сечений налицо оптимальные значения углов атаки  $\alpha_1$ , при изменении которых в ту или иную сторону величина  $\eta_k$  уменьшается. Причем, указанные углы не совпадают с расчетными /см. таблицу/. Сравнительно большее несовпадение наблюдается для РК-1. Здесь эти углы значительно больше расчетных, что хорошо согласуется с суммарной характеристикой  $\eta - \varphi$  /см. рис. 2/. Именно в сторону больших углов атаки по сравнению с расчетными смещен оптимальный КПД у названного колеса. Для РК-2 опытные и расчетные  $\alpha_1$  во всех сечениях отличаются незначительно. В среднем сечении они практически совпадают. Видимо, этим объясняется достаточно хорошее совпадение расчетного и оптимального режимов работы у колеса РК-2 /рис. 2/.

Анализ кривых  $\eta_k - \alpha_1$  для РК-2 в диапазоне изменения углов атаки, соответствующих зоне оптимальных КПД показывает, что  $\eta_k$

на периферии на 6...8% меньше, чем значение этого параметра в средней части лопасти и на 2...2,5% меньше, чем у втулки. Такое увеличение потерь энергии в концевых сечениях лопасти было обусловлено перетеканиями в радиальном зазоре и другими вторичными течениями в этой области.

Минимальный КПД  $\eta_k$ , отмеченный вблизи втулки колеса РК-1, предположительно связан с большой толщиной пограничного слоя и возможным его отрывом от поверхности лопасти.

Одним из вопросов при проведении исследований было определение допустимой нагрузки на лопасть для учета ее при разработке новых конструкций. На основании полученных экспериментальных данных для лучших по  $\eta_k$  режимов работы РК-2 можно рекомендовать  $\psi_k = 0,26...0,29$  - для периферийных сечений и  $\psi_k = 0,15...0,17$  - для втулочных. При этом КПД реверсивного колеса следует ожидать порядка 0,65...0,66.

Для представления радиального распределения параметров по элементам лопастей были выбраны два характерных режима: режим расчетной подачи /см. рис. 4/ и режим неустойчивой работы /см. рис. 5/. Из рис. 5 видно, что у втулки РК-1 коэффициент расхода  $\psi_{2k}$  за решеткой равен нулю или имеет отрицательное значение. Такое перераспределение осевых скоростей свидетельствует о существовании вихревой зоны в указанной области. Это подтверждается визуальными наблюдениями потока в стробоскопическом освещении /данные не приводятся/.

С учетом изложенного попытаемся представить картину течения вокруг лопасти и тем самым объяснить западание напорно-расходной характеристики  $\psi - \varphi$  колеса РК-1 при  $\sigma = +4$  в режимах частичных подач,  $\varphi = 0,085...0,130$  /см. рис. 2/. Как следует из рис. 2, с уменьшением  $\varphi$  от 0,130 до 0,105 коэффициент напора снижается от  $\psi = 0,212$  до  $\psi = 0,205$ , что может быть связано с образованием вихрей у втулки. Присутствие таковых по мере дальнейшего уменьшения подачи /  $\varphi < 0,105$  / облегчает условия обтекания остальных участков лопасти /поскольку происходит перераспределение скоростей по высоте канала/, что в итоге выражается в повышении напора.

В заключение отметим, что экономичность лучшего из испытанных реверсивных колес РК-2 составила 0,63...0,64 /см. рис. 2/. Указанный невысокий уровень КПД /по сравнению с обычными осевыми колесами - не реверсивными/ объясняется прежде всего сильным влиянием вторичных течений, обусловленных существованием больших знакопеременных гради-

ентов коэффициента напора  $\psi_k$  /см. рис. 4/. Немаловажной причиной этого явился также возможный профильный отрыв потока, к которому наиболее предрасположены рассматриваемые реверсивные решетки [13].

Отмеченное наличие знакопеременных градиентов коэффициентов напора не позволяет рекомендовать для вновь проектируемых реверсивных насосных колес сколь-нибудь приемлемый закон изменения нагрузки вдоль радиуса. Этот вопрос нуждается в дальнейшем исследовании.

В целях улучшения показателей реверсивных р.к. необходимо более углубленное изучение эффектов вторичных потоков. Несомненный интерес в этой связи может представить выявление влияния таких типичных параметров колеса как  $d_{gr}$ ,  $l/t$ ,  $\beta_{уст}$ , длина  $l$  профиля лопасти, распределение нагрузки по радиусу и др. на проявление эффектов трехмерности.

### Литература

1. Кочин Н.Е. Гидродинамическая теория решеток. - М.; Л.: Госиздат технико-теоретической литературы, 1949. - 103 с.
2. Мандрыка А.С. Оптимизация реверсивных насосных решеток с применением планирования эксперимента при поиске оптимальных условий // Харьков: Энергетическое машиностроение, 1973. - Вып. 16. - С. 112-118.
3. Раухман Б.С. Прямая задача обтекания двухмерной решетки профилей. - Л.: Котлотурбостроение, 1965. - Вып. 61. - С. 27-29.
4. Адлер Ю.П. и др. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Недра, 1971. - 283 с.
5. Лойцянский Л.Г. Сопротивление решетки профилей, обтекаемой вязкой несжимаемой жидкостью // Прикладная математика и механика, 1947. - Т. XI. - Вып. 4. - С. 449-459.
6. Мищенко В.М. Исследование профильных потерь энергии в решетках турбомашин: Автореф. канд. дис. - Л., 1965. - 22 с.
7. Тищенко А.К. Исследование решеток S-образных профилей // Гидравлические машины. - 1971. - Вып. 5. - С. 90-93.
8. А.с. № 1076639. Лопатка рабочего колеса реверсивного осевого насоса.
9. Горлин С.М., Слезингер И.И. Аэродинамические измерения. Методы и приборы. - М.: Наука, 1964. - 654 с.
10. Повх И.Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. - Л.: Машиностроение, 1974. - 479 с.
11. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - М.: Машгиз, 1960. - 683 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
Кафедре гидравлических машин Сумского государственного университета – 25 лет .....	4
Евтушенко А.А., Ржебаев Э.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И. Состояние и проблемы развития насосостроения на Украине .....	9
Малик А.В., Недоспасов В.П., Головин В.А., Визенков Г.В. О направлении работ по стандартизации в насосостроении на Украине .....	16
Евтушенко А.А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения .....	20
Косторной С.Д. Моделирование нестационарного отрывного обтекания лопастных систем гидромашин .....	28
Косторной С.Д. Численное моделирование отрывных течений в лопастных гидромашинах .....	39
Григоров В.П. Дифференциальные уравнения движения жидкости с переменной вдоль потока массой по криволинейной вращающейся стенке .....	50
Ковалев И.А. Численное моделирование течения жидкости в проточной части свободновихревого насоса .....	56
Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе .....	67
Ковалев И.А., Соляник В.А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики .....	81

Сапожников С.В. Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса .....	89
Ковалев И.А., Олада Н.М., Кравцова Н.А. Агрегаты насосные свободновихревые типа АНШС для систем шариковой очистки трубок конденсаторов и теплообменников .....	96
Ржебаева Н.К., Агаджанова С.В. Разработка физической модели течения в полуоткрытых рабочих колесах центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s \leq 80$ .....	101
Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е., Агаджанова С.В. Исследование полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов .....	106
Киселев В.Н., Перехрест А.Н., Пырков А.А. Опыт создания консольных насосов для горячих жидкостей .....	113
Василенко Л.А., Тазетдинов В.Г. Выбор типа спирального отвода в зависимости от параметров одноступенчатого насоса с двусторонним входом .....	118
Вертячих А.В., Стеценко А.А., Шкарбуль С.Н. Влияние неравномерности потока, формируемого боковым подводом, на энергокавитационные и виброшумовые характеристики лопастных насосов повышенной быстроходности .....	128
Гусак А.Г., Евтушенко А.А. О целесообразности и принципах создания типоразмерного ряда погружных моноблочных насосов со схемой проточной части "направляющей аппарат - рабочее колесо" .....	141

Вертепов Ю.М., Арсеньев В.М. Перепуск в жидкостно-кольцевых вакуумных насосах .....	151
✓ Мандрыка А.С. Исследование двух реверсивных насосных колес в потоке без кавитации .....	156
Марцинковский В.А., Гулый А.Н. Бесконтактные уплотнения центробежных насосов и компрессоров .....	168
Хворост В.А., Беда И.Н., Прядко С.В. Вынужденные колебания горизонтальных роторов центробежных машин при сейсмическом воздействии .....	194
Курилов А.Ф. Критическое отношение давлений при течении газа в эквидистантных щелевых каналах .....	203
Курилов А.Ф. Определение расхода газа через щелевые эквидистантные каналы .....	206
Евтушенко А.А., Неня В.Г., Твердохлеб И.Б. Расчет гидродинамического привода в составе сложной гидросети .....	211
Ржебаев Э.Е., Тазетдинов В.Г. Создание отечественных рекуперативных гидротурбин и агрегатов мотор-насос-турбина .....	221
Тазетдинов В.Г. Новый способ эксплуатации рекуперативных гидротурбин .....	226
Ванеев С.М., Королев С.К., Рухлов Ю.Л., Федотов Ю.Т., Бостан И.А. Струйно-реактивные двигатели для приводов шаровых кранов .....	233



Кулинич С.П., Игнатьев А.С. Исследование влияния некомпенсированной гидродинамической силы на характеристики пропорционального электрогидравлического распределителя клапанного типа .....	239
Коваленко В.М. Исследования по аэродинамике вертикально-осевых ветроэнергетических установок /ВЭУ/ .....	251
Бабенко Н.П., Волков Н.И. Расчет обтекания ротора быстроходного ветродвигателя вертикально-осевого типа методом дискретных вихрей .....	254
Волков Н.И. Анализ изменения углов атаки лопастей ортогонального ветродвигателя на режимах различной быстроходности .....	259
Волков Н.И. Влияние нестационарности обтекания лопастей на аэродинамические характеристики ортогонального ветродвигателя .....	265
Якуба А.Р. Фракционная эффективность конических аппаратов с закрученными потоками .....	269
Кузько С.А. Структура потоков прямоочных .....	281
Оптимизация геометрических и технологических параметров центробежных пылеуловителей .....	291

Кузько С.А., Якуба А.Р. Определение перепада давления в вихревом диоде .....	300
Ремнев А.И. Некоторые аспекты практического при- менения технологии крепления труб с тонкой трубной решеткой осевым деформированием .....	303
Ремнев А.И., Матушкин В.Л. Влияние конструктивно- технологических факторов на усталостную прочность узла крепления трубы с решеткой теплообменного оборудования ...	312