

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИХРЕВОГО НАСОСА ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТА *

Е. П. Капралов

В современной практике гидротранспорта рудных, концентратных и шламовых пульп наиболее распространены центробежные песковые насосы и землесосы (рис. 1, а) с открытыми или закрытыми рабочими колесами. Как известно, у этого типа насосов весь поток проходит через рабочее колесо и напор увеличивается за счет работы центробежных сил.

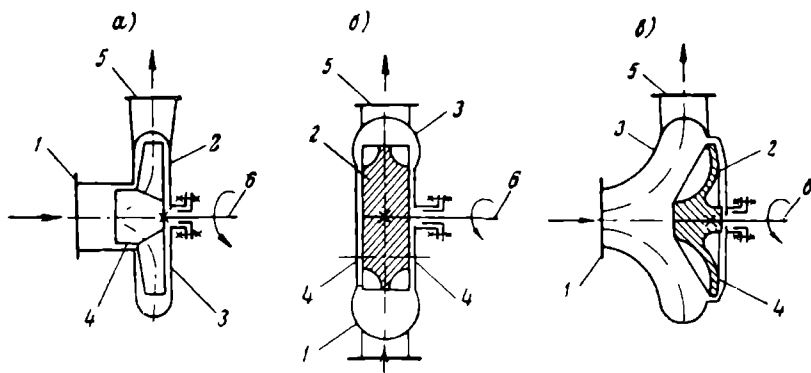


Рис. Схемы насосов: а — центробежного; б — вихревого для чистой воды; в — вихревого для гидротранспорта.
1 — всасывающий патрубок; 2 — рабочее колесо; 3 — отвод; 4 — уплотнительные поверхности; 5 — напорный патрубок; 6 — приводной вал

Область применения центробежных насосов ограничивается значениями коэффициента быстроходности $n_s = 50$ **. Конструирование цен-

В разработке конструкции насосов, в проведении и обработке экспериментов принимал участие В. Н. Ермолаев, готовил эксперименты Е. П. Тарасов.

** Коэффициент быстроходности n_s широко используется для характеристики насосов,

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}},$$

где Q — производительность насоса, $\text{м}^3/\text{сек}$;

H — напор, создаваемый насосом, м ;

n — число оборотов рабочего колеса, $\text{об}/\text{мин}$.

тробежных насосов меньшей быстроходности сопряжено с технологическими трудностями (отливкой узких каналов) и понижением экономичности их работы (из-за возрастания относительной величины дискового трения).

В области n_s , равного 4÷50, для транспортировки чистой воды за последние 20 лет получили широкое распространение так называемые вихревые насосы с рабочим колесом открытого (колесо представляет лопаточный венец со сквозными прорезями) или закрытого (лопатки образуются фрезеровкой пазов с двух сторон, рис. 1, б) типов; число лопаток обычно равно 12—38.

Передача энергии в вихревом насосе осуществляется за счет возникновения вихревого движения жидкости под действием разности центробежных сил, действующих на частицы в межлопастных каналах рабочего колеса. При этом частицы многократно попадают в межлопастные каналы, каждый раз получая дополнительную порцию энергии. Однако для получения высоких напоров необходимы очень небольшие величины зазоров между поверхностями уплотнения. В противном случае происходят утечки рабочей жидкости из области повышенного давления в область низких давлений и напор падает. Необходимость поддержания небольшой величины зазоров исключает применение этого типа насосов для перекачки абразивных пульп, тем более, что частицы рабочей жидкости многократно попадают в межлопастные каналы. Это приводит к сравнительно более интенсивному износу лопаток, чем у центробежных насосов.

Насос фирмы Вестерн Машинери по типу Вемко [1—5] является разновидностью вихревого насоса. Он приспособлен к условиям гидротранспорта различного рода пульп и расценивается зарубежными специалистами как одно из больших достижений гидротранспортного машиностроения. Основное преимущество этого насоса состоит в относительно большей износостойкости рабочего колеса, получаемой в результате того, что часть пульпы и наиболее крупные куски проходят насос, минуя рабочее колесо (рис. 1, в), чему способствует большой зазор между стенками улиты и торцами рабочих лопаток (на одной из реклам изобразен теннисный мяч, прошедший через насос). Машина с таким зазором первоначально предназначалась для перекачки живой рыбы и вишен на винодельных предприятиях и заменяла ленточные транспортеры.

Однако большой зазор вызывает значительные утечки, что приводит в итоге к снижению напора по сравнению с обычными вихревыми насосами, а сообщение полости всасывания по всему периметру рабочего колеса с полостью повышенного давления приводит к изменению физических особенностей рабочего процесса.

Задачей настоящей работы является исследование основных параметров, определяющих энергетические показатели машины, и проверка ее износостойкости в условиях гидротранспорта высокоабразивных пульп обогатительных фабрик.

Основные параметры насоса. Процесс передачи энергии в насосе Вемко аналогичен процессу в обычных вихревых насосах (рис. 2). Под влиянием разности центробежных сил, действующих на частицы жидкости, расположенные на одинаковых радиусах в межлопастных каналах рабочего колеса и в проточной части улиты, образуются кольца циркуляции, оси вращения которых перпендикулярны плоскости чертежа. Энергия вихревого движения жидкости за счет касательных напряжений преобразуется в конечном счете в энергию давления. Таким образом, напор вихревого насоса получается за счет уменьшения окружной скорости жидкости, выброшенной в канал. Противодавление жидкости

со стороны напорного патрубка определяет величину деформации колец циркуляции и характеризует работу касательных напряжений в канале улиты и замедление скорости движения, связанное с возрастанием давления.

Не рассматривая другие вихревые движения (осевой вихрь в межлопастных каналах, перетекание жидкости с рабочей стороны лопатки на тыльную, профильные потери и т. п.), будем считать в первом приближении, что интенсивность и направление этих основных циркуляций, накладываясь друг на друга, определяют результирующие траектории частиц в проточной части, представляющие собой некоторые спирали, шаг которых зависит от величины радиальных скоростей (определяемых разностью центробежных сил) и средней скорости транзитного движения

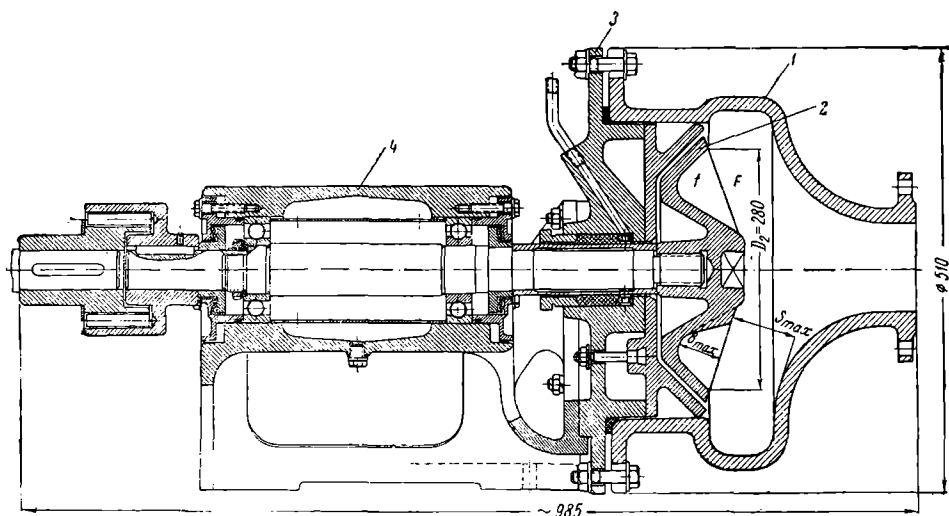


Рис. 2. Общий вид вихревого насоса В-11:

1 — улитка; 2 — рабочее колесо; 3 — кронштейн; 4 — узел подшипников

жидкости, связанной с величиной положительного расхода. Крутизна спиралей определяет возможность многократного попадания частицы в рабочее колесо и характеризует величину суммарной энергии, которую частица может передать жидкости, проходящей насос, минуя межлопастные каналы. При этом создаются условия для сепарации части крупных частиц на периферию улиты. Мелкие частицы меньше подвержены сепарации и поэтому попадают в межлопастные каналы рабочего колеса. Очевидно, чем больше расход, тем больше величина циркуляции и тем сильнее проявляется сепарация крупных частиц.

Таким образом, эффективность применения вихревого насоса рассматриваемого типа будет расти с увеличением крупности транспортируемого материала. Причем, видимо, путем подбора сечений и скоростей можно создать такие условия, при которых наиболее крупные куски сразу же будут отбрасываться в сборный канал улиты, не попадая в рабочее колесо.

Поскольку в рассматриваемой конструкции насоса повышение напора определяется работой центробежных сил, то целесообразно, не усложняя схемы расчета, производить обработку результатов экспериментов по методике, обычно применяемой в центробежных насосах.

Теоретический напор центробежного насоса при бесконечном числе лопаток и скорости закручивания на входе $c_{1u} = 0$,

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{м},$$

где u_2 и c_{2u} — окружная скорость и скорость закручивания жидкости на выходе из рабочего колеса, м/сек .

Действительный напор (с учетом гидравлического к. п. д.)

$$H = \frac{u_2 c'_{2u}}{g} \quad \text{м};$$

$\frac{c'_{2u}}{u_2} = \varphi$ — коэффициент закрутки потока на выходе из рабочего колеса;

$$H = \varphi \frac{u_2^3}{g}, \quad \text{м}.$$

Пока нет аналитического метода расчета основных параметров вихревых насосов, необходимо накапливать статистический материал, характеризующий безразмерные гидродинамические схемы насосов, а коэффициент закрутки выражать в функции коэффициента быстроходности, т. е.

$$\varphi = f_1(n_s).$$

В общем виде

$$\varphi = f_0 \left(n_s; \frac{S_{\max}}{D_2}; \frac{S_{\max}}{b_{\max}}; \frac{f}{F}; z; \delta \right),$$

где $S_{\max}$ — величина максимального зазора, м ;

D_2 — активный диаметр рабочего колеса, м ;

$b_{\max}$ — максимальная ширина лопатки, м ;

f — площадь меридионального сечения лопатки, м^2 ;

F — средняя площадь сечения бокового канала улиты, м^2 ;

z — число лопаток;

δ — толщина лопатки по среднему диаметру колеса, м .

Действительный расход жидкости (производительность насоса)

$$Q = cF = \left(\frac{c}{u_{cp}} \right)_0 u_{cp} F, \quad \text{м}^3/\text{сек},$$

где c — средняя скорость движения рабочей жидкости через площадь сечения бокового канала F , м/сек ;

$\left(\frac{c}{u_{cp}} \right)_0$ — коэффициент расхода, выбираемый по опытно-статистическому графику,

$$\left(\frac{c}{u_{cp}} \right)_0 = f_2(n_s),$$

u_{cp} — средняя скорость лопатки рабочего колеса, м/сек .

Опытные образцы и рабочие характеристики. В начале 1958 г. в институте Механобр был изготовлен сварной вариант рабочего колеса вихревого насоса с тонкими радиальными лопатками и испытан в сочетании с улитой пескового насоса НП-2. Необходимый передний зазор обеспечивался установкой дистанционного кольца между фланцами улиты и кронштейна станины.

Как показали испытания, при одной и той же улите, величины напора и подачи, создаваемые вихревым и центробежным колесом, близки. К. п. д. вихревого насоса оказался равным 32—38%, т. е. довольно вы-

соким для такого несовершенного гидравлического механизма (к. п. д. центробежного пескового насоса НП-2 равен примерно 37—40 %).

По данным предварительных исследований были разработаны и изготовлены два варианта опытных колес (с лопатками, загнутыми назад, и с лопатками, загнутыми вперед) и одна улитка, позволившая испытать оба колеса. Для установки рабочего колеса и улиты использовалась станина насоса НП-3 (см. рис. 2). Вал колеса был выполнен с большим запасом резьбы, что позволяло ставить набор дистанционных втулок, обеспечивающих зазор от 10 до 75 мм (через 5 мм). Улитка имела пропорциональное увеличение площадей от входа к выходу.

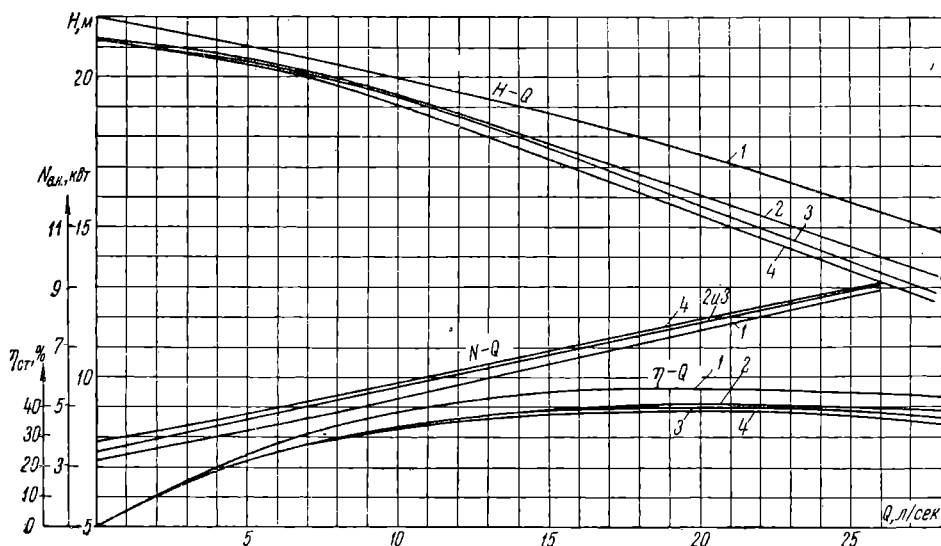


Рис. 3. Рабочие характеристики вихревого насоса В-11 при лопатках, загнутых назад, и передних зазорах:

1 — 10 мм; 2 — 40 мм; 3 — 55 мм; 4 — 75 мм

Полученные в лаборатории и промышленных условиях рабочие характеристики этого насоса (рис. 3) и данные табл. 1 приводят к следующим основным выводам.

1. Оптимальный режим работы насоса по подаче определяется пропускной способностью отвода 21—22 л/сек для восьми вариантов двух насосов, испытанных в одной и той же улитке.

2. К. п. д. насоса при применении колес с лопатками, загнутыми вперед и назад, оказался примерно одинаковым.

3. Энергетические показатели насоса НП-3 примерно те же, что и вихревых. Разница в напоре для колес с лопатками, загнутыми назад, составляет примерно 20 %, что требует увеличения диаметра рабочего колеса на 10 %. Рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед, создают напор, равный напору центробежных насосов.

4. Коэффициент закрутки ϕ равен 0,3—0,4 и в зависимости от величины относительно зазора может быть определен по графику рис. 4.

Предварительное определение напора рекомендуется производить по формуле

$$H = 0,35 \frac{u_2^2}{g}, \text{ м.}$$

5. Величина $\left(\frac{c}{u_{\text{ср}}}\right)_0$ в зависимости от $\frac{f}{F}$ изменяется от 0,178 до 0,766 (рис. 5). Для среднего $\frac{f}{F}$ равного 0,35, $\frac{c}{u_{\text{ср}}} = 0,2$ при $\frac{S}{D_2} = 0,23$. Поэтому при предварительных расчетах рекомендуется определять расход по формуле

$$Q = 0,2u_{\text{ср}}F, \text{ м}^3/\text{сек}$$

или, принимая $\frac{u_{\text{ср}}}{u_2} = 0,65$,

$$Q = 0,13u_2F, \text{ м}^3/\text{сек}.$$

6. Большая величина переднего зазора увеличивает объемные потери и ведет к снижению к. п. д. насоса, поэтому с ростом напора на колесо должен снижаться к. п. д. насоса. Следовательно, предельную величину напора необходимо ограничить и принимать не более 30—40 м.

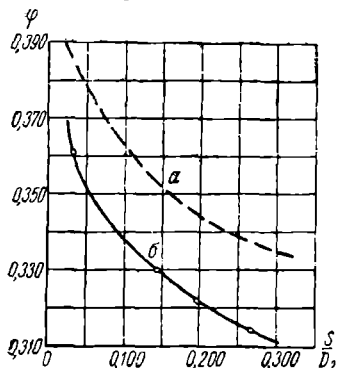


Рис. 4. Зависимость коэффициента закрутки от величины относительного зазора при лопатках, загнутых: а — вперед; б — назад

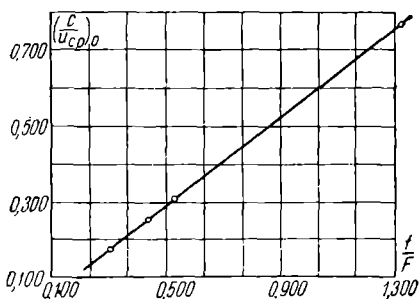


Рис. 5. Зависимость коэффициента расхода от $\frac{f}{F}$

7. Зазоры между тыльной стороной рабочего колеса и корпусом насоса рекомендуются минимальные — это позволит снизить потери, связанные с перетоком жидкости в область пониженного давления.

Испытание износостойкости насоса в промышленных условиях. Проведенные исследования позволили создать вихревой насос В-13 (см. таблицу), который был испытан на одной из железорудных обогатительных фабрик.

Для определения относительной величины интенсивности износа рабочих колес центробежного и вихревого насосов в промышленных условиях были сняты индивидуальные характеристики и определены рабочие режимы насосов при работе на одну и ту же сеть. Колеса взвешивались до и после эксперимента. Место установки насоса — слив стержневой мельницы. Транспортируемый материал — железная руда крупностью плюс 3 мм — 6%, содержащая около 40% кварца, 32—39% магнетита и 7—12% гематита. Средняя твердость руды по шкале МООСа — 6,2. Пульпа с удельным весом 2,0—2,3 т/м³ и содержанием до 50—60% твердого.

Практикой эксплуатации центробежных насосов НП-8, транспортирующих продукты измельчения в шаровую мельницу ($Q=430$ л/сек и $H=9,2$ м), установлено, что рабочее колесо заменяется через 24—30 ч.

Основные характеристики вихревых насосов

Тип насоса	Q, л/сек	H, м	n, об/мин	N _{в. н} , квт	n _s	D _{вс} , мм	D _{наг} , мм	D _з , мм	$\frac{S_{\max}}{D_2}$	$\frac{S_{\max}}{D_{\max}}$	u _{ср} , м/сек	м/сек	z, шт.	$z, \left(\frac{c}{u_{\text{ср}}} \right)_0$		
B-10*	10	18,5	1460	5,6	60		50	8	270	0,130	0,97	0,534	20,6	6	0,188	Ради- альные
B-11*		$\left. \begin{matrix} 14,7 \\ 15,0 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 1460 \\ 1460 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 8,3 \\ 8,2 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 105 \\ 104 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 100 \\ 100 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 75 \\ 75 \end{matrix} \right\}$	15	280	$\left. \begin{matrix} 0,268 \\ 0,196 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 1,560 \\ 1,147 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 0,307 \\ 0,433 \end{matrix} \right\}$	21,4	8	$\left. \begin{matrix} 0,178 \\ 0,252 \end{matrix} \right\}$	Загу- тые назад
B-11*	22	$\left. \begin{matrix} 15,4 \\ 16,8 \\ 15,7 \\ 16,2 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 1460 \\ 1460 \\ 1460 \\ 1460 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 8,2 \\ 8,0 \\ 9,1 \\ 9,1 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 102 \\ 95 \\ 100 \\ 98 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 100 \\ 100 \\ 100 \\ 98 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 75 \\ 75 \\ 75 \\ 75 \end{matrix} \right\}$	15	280	$\left. \begin{matrix} 0,143 \\ 0,036 \\ 0,268 \\ 0,196 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 0,835 \\ 0,208 \\ 1,560 \\ 1,147 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 0,525 \\ 1,320 \\ 0,307 \\ 0,433 \end{matrix} \right\}$	14,0	8	$\left. \begin{matrix} 0,306 \\ 0,766 \\ 0,178 \\ 0,252 \end{matrix} \right\}$	Загу- тые назад
4НВ**	50	$\left. \begin{matrix} 16,4 \\ 17,9 \\ 23,0 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 1460 \\ 1460 \\ 1460 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 9,0 \\ 8,8 \\ 40,0 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 97 \\ 91 \\ 113 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 125 \\ 125 \\ 125 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 100 \\ 100 \\ 100 \end{matrix} \right\}$	12	330	$\left. \begin{matrix} 0,143 \\ 0,036 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 0,835 \\ 0,208 \end{matrix} \right\}$	$\left. \begin{matrix} 0,525 \\ 1,320 \end{matrix} \right\}$	16,4	8	$\left. \begin{matrix} 0,306 \\ 0,766 \end{matrix} \right\}$	Ради- альные
4НВ-1**	35	23,5	1460	26,0	94	125	100	10	330	0,303	2,70	0,227	25,2	8	0,177	Ради- альные
4НВ-3**	50	12,0	1460	20,0	186	125	100	10	330	—	—	—	23,0	6	—	Ради- альные
8Гр-8Мз**	110	27,0	1460	75,0	96	200	150	16	540	0,294	2,58	0,232	27,2	8	0,204	Ради- альные
В-12* (расчетные пара- метры)	60	24,0	970	36,0	80	200	150	24	440	0,114	0,67	0,378	22,4	8	0,193	Загу- тые назад
B-13*	90	19,0	975	30,0	60,0	250	200							6		

Примечание: $\eta_{ст}$ — статический п. д.; $N_{в.н}$ — мощность на валу насоса; $D_{нс}$ и $D_{наг}$ — диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков.

* Насосы конструкции института Механобр.

** Опытные варианты насосов Бобруйского машиностроительного завода.

В таких условиях было испытано восемь рабочих колес вихревого насоса В-13, три из них отлиты по моделям, измененным в соответствии с картиной износа. Было установлено, что прежде всего изнашивается лицевой верхний угол (по направлению вращения колеса) в месте перехода лопатки к стенке, после этого насос превращается в обычный центробежный, работающий при большом переднем зазоре. Внесенные исправления практически ничего не дали. Вихревые колеса насоса В-13

из обычного серого чугуна (НБ-200) отработали до износа 23—44 ч, что в основном объясняется большой толщиной тела колеса, а не снижением интенсивности износа. Интенсивность износа центробежного и вихревого колес оказалась равной 6—7 г на тонну руды, прошедшей через насос.

Впоследствии Бобруйский машиностроительный завод провел испытания вихревых насосов своей конструкции на этой же фабрике, но в более легких условиях (гидротранспорт промпродуктов магнитной сепарации), при этом колесо вышло из строя через 15 ч работы.

Аналогичные результаты получены при эксплуатации насосов Бобруйского завода на Ново-Криворожском горнообогатительном комбинате и 8-й ГЭС Ленэнерго. На рис. 6 показано колесо насоса В-13 до испытания и после 37-часовой работы на сливе классификатора стержневой мельницы.

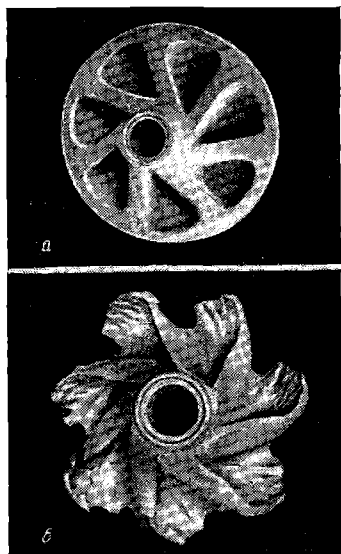


Рис. 6. Колесо насоса В-13:
а — до испытаний; б — после 37-часовой работы

Выводы

1 Вихревые насосы по типу фирмы Вемко имеют к. п. д. не более 40 %, что на 10—15 % ниже, чем у современных центробежных песковых насосов равного коэффициента быстроходности.

Износостойкость этих насосов в условиях гидротранспорта рудных пульп оказалась такой же, как у обычных центробежных песковых насосов типа НП.

Вихревые насосы по типу фирмы Вемко не могут быть рекомендованы для гидротранспорта пульп обогатительных фабрик.

2. Исследованный тип насоса может найти применение при гидротранспорте крупнокусковых или волокнистых материалов, когда необходимо избежать излишнее дробление твердой фракции или забивание каналов. При этом создание центробежного насоса на заданные параметры невозможно по конструктивным соотношениям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Mamen C. Canad. Mining J., 1955, p. 105.
2. Zeitschriftenschau, Zentrifugalpumpe, Chem. Engng., 1955, B. 62.
3. Bucherschau. Brennstoff-Wärme Kraft, 1956, B. 8, N 7.
4. Petermann H. VDI. Zeitschrift, 1957, B. 99, N 22.
5. Elonka S. Power, 1957, N 8.