

УДК 621.224

А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПІ»;
А.М. ГРИШИН, ст. преподаватель, НТУ «ХПІ»,
О.Н. ЧЕБАН, студентка НТУ «ХПІ»

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБТЕКАНИЯ РЕШЕТОК ПРОФИЛЕЙ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН И ОЦЕНКА УРОВНЯ ЛОПАСТНЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ

Проанализированы результаты расчета обтекания лопастей осевых гидротурбин и пульсаций давления на стенках их камер рабочего колеса. Теоретически определены кинематические параметры для решения прямой задачи для пропеллерного колеса. Получены амплитуды лопастных пульсаций давления в камерах рабочего колеса в зависимости от приведенного расхода. Показано преимущество поворотнлопастных гидротурбин перед пропеллерными, как с точки зрения экономически обоснованных режимов работы, так и по динамическим нагрузкам на облицовку камеры рабочего колеса.

Ключевые слова: контуры профиля решетки, относительные скорости, пульсации давления, распределение давления по поверхности лопасти, потери энергии.

Введение. При обосновании выбора типа рабочего колеса осевой гидротурбины целесообразно кроме анализа энергетических и кавитационных характеристик проанализировать кинематические и пульсационные характеристики, а также оценить потери энергии в сопоставляемых проточных частях.

Постановка задачи. Исследования обтекания решеток профилей поворотнлопастной и пропеллерной гидротурбин, а также исследование пульсаций давления на стенках камер рабочих колес будем проводить на примере рабочих колес Пл-40 и Пр-40, полученных в результате решения обратной задачи гидродинамики для режимных параметров $Q_1' = 1,2 \text{ м}^3/\text{с}$ и $n_1' = 134 \text{ мин}^{-1}$. Для анализа обтекания решеток профилей выбранных гидротурбин и оценки уровня пульсаций давления воспользуемся решением прямой решетчатой задачи по методике ЦКТИ [1]. При этом считаем, что амплитуда пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса равна разности давлений на лицевой и тыльной сторонах периферийного сечения лопасти.

Основная часть. Кинематические параметры на входе и выходе из решетки, выступающие в роли граничных условий при решении прямой задачи можно задавать, ориентируясь на экспериментальные данные, полученные при исследовании аналогичных проточных частей или с помощью известных в теории гидротурбин выражений [2], м/с:

$$V_z = \frac{Q_1'}{\frac{\pi}{4} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{см}}}{D_1} \right)^2 \right] \cdot D_1^2},$$

$$V_{u1} = V_{u2} + \eta_{\Gamma} \cdot g \cdot \frac{H}{u}, \quad (1)$$

$$V_{u2} = K_2 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot g \cdot \frac{H}{u}, \quad (2)$$

$$u = r \cdot \omega = \frac{\pi \cdot n'_l \cdot r}{30},$$

где V_z – осевая (расходная) составляющая скорости потока;

V_{u1} и V_{u2} – окружные составляющие скорости соответственно на входе и выходе из решеток;

K_2 – коэффициент, учитывающий (задающий) остаточную закрутку потока за рабочим колесом гидротурбины;

u – окружная скорость рассматриваемого цилиндрического сечения радиуса r решетки профилей;

η_{Γ} – гидравлический КПД гидротурбины;

Q'_l и n'_l – параметры режима работы гидротурбины.

Циркуляцию вокруг профиля определяем через разность окружных составляющих потока на входе и выходе из рабочего колеса, $\text{м}^2/\text{с}$:

$$\Gamma = t \cdot (V_{u1} - V_{u2}),$$

где $t = 2 \cdot \pi \cdot r / z_1$, м – шаг решетки рабочего колеса в данном цилиндрическом сечении с числом лопастей z_1 .

В расчетной точке универсальной характеристики геометрические параметры решеток сравниваемых колес, а также кинематические параметры потока при их обтекании будут одинаковыми. При переходе к нерасчетным режимам это подобие нарушается. Профиль лопасти поворотнолопастной гидротурбины будет поворачиваться на некоторый угол, чтобы при изменении приведенного расхода обтекание профиля соответствовало оптимальному – сохранялась закрутка потока перед рабочим колесом и за ним. У пропеллерной гидротурбины угол установки профиля остается неизменным, а закрутка потока существенно изменяется.

При обтекании профиля лопасти рабочего колеса формируются поля скоростей на входе в решетку и выходе из нее. Проанализируем треугольники скоростей за рабочими колесами сравниваемых гидротурбин при трех режимах $Q'_{l\min}$, $Q'_{l\text{opt}}$ и $Q'_{l\max}$, приведенные на рис. 1.

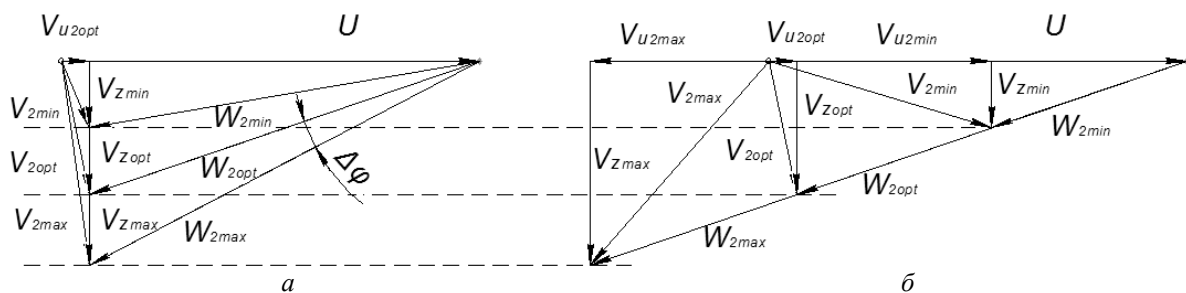


Рис. 1 – Треугольники скоростей за рабочим колесом гидротурбины при различных режимах:
а – поворотнолопастной гидротурбины; б – пропеллерной гидротурбины

Из рассмотрения треугольников следует, что относительные скорости на выходе из рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины меняют направление, что способствует сохранению величины окружной составляющей V_{u2} . Очевидно, такой же вывод можно сделать и по треугольнику на входе в рабочее колесо (здесь отсутствует). У пропеллерной гидротурбины при удалении от оптимального режима относительные

скорости не меняют направления, при этом заметно увеличиваются окружные составляющие V_{u2} .

Для пропеллерных режимов скорости V_{u1} и V_{u2} определяем из анализа треугольников скоростей, приведенных на рис. 1, б:

$$V_{u1} = \frac{V_z}{V_{zopt}} \cdot (u - V_{u1opt}) - u, \quad V_{u2} = \frac{V_z}{V_{zopt}} \cdot (u - V_{u2opt}) - u,$$

где V_{u1opt} и V_{u2opt} находятся из выражений (1) и (2) соответственно.

Примеры расчета кинематических параметров для периферийных профилей рассматриваемых гидротурбин приведены в таблицах 1 и 2. В качестве независимой переменной принимался приведенный расход.

Таблица 1

Параметры потока для решения задачи обтекания решетки поворотнолопастной гидротурбины

Q_1'	V_z	V_{u1}	V_{u2}	Γ
0,80	1,2497	1,5580	0,2597	0,6662
1,00	1,5621	1,5580	0,2597	0,6662
1,20	1,8745	1,5580	0,2597	0,6662
1,40	2,1869	1,5580	0,2597	0,6662
1,60	2,4993	1,5580	0,2597	0,6662

Таблица 2

Параметры потока для решения задачи обтекания решетки пропеллерной гидротурбины

Q_1'	V_z	V_{u1}	V_{u2}	Γ
0,80	1,2497	3,3306	2,4650	0,4441
1,00	1,5621	2,4443	1,3623	0,5552
1,20	1,8745	1,5580	0,2597	0,6662
1,40	2,1869	0,6717	- 0,8430	0,7772
1,60	2,4993	- 0,2145	- 1,9457	0,8883

Для решения прямой задачи с помощью методики ЦКТИ кроме кинематических параметров потока следует задавать координаты контура телесного профиля. Следует помнить, что координаты профиля поворотнолопастной гидротурбины надо поворачивать на угол $\Delta\varphi$, который определяем из анализа треугольников скоростей, приведенных на рис. 1, а. Угол $\Delta\varphi$ фактически показывает, насколько нужно повернуть профиль по сравнению с оптимальным углом установки, чтобы при изменении приведенного расхода обтекание профиля соответствовало оптимальному.

$$\Delta\varphi = \arctg \frac{V_{zopt}}{(u - V_{u2opt})} - \arctg \frac{V_z}{(u - V_{u2})}.$$

Для поворота скелетной линии на фиксированный угол, воспользуемся правилами преобразования декартовых прямоугольных координат при помощи поворота осей, известными из аналитической геометрии:

$$\bar{x} = x \cdot \cos \Delta\varphi + y \cdot \sin \Delta\varphi, \quad \bar{y} = -x \cdot \sin \Delta\varphi + y \cdot \cos \Delta\varphi,$$

где $\bar{x}$ и $\bar{y}$ преобразованные координаты.

Используя данные табл. 1, составим файл предварительных данных, для решения прямой задачи обтекания решеток Пл гидротурбины. Предварительными эти

данные являются потому, что перед решением прямой задачи их следует преобразовать – вместо координат семи точек скелетной линии, взятых из решения обратной задачи, получить координаты 64^x точек на контуре профиля. Пример файла предварительных данных поместим в табл. 3. В этой таблице в первой строке заданы: $\delta\%$ – максимальная толщина профиля, r – радиус цилиндрического сечения, t – шаг решетки, V_{z1} – расходная составляющая абсолютной скорости на входе в решетку, V_{u1} – окружная составляющая абсолютной скорости на входе в решетку, Γ – циркуляция скорости вокруг профиля, ω – угловая скорость вращения рабочего колеса. Далее в двух колонках заданы координаты семи точек скелетной линии профиля, соответственно $\bar{x}$ и $\bar{y}$.

Таблица 3

Предварительные исходные данные к решению прямой задачи обтекания решетки Пл гидротурбины при

$$Q_1' = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}, \Delta\varphi = -5,1224$$

$\delta\% = 2,00$	$r = 0,490$	$t = 0,510$	$V_{z1} = 1,2497$	$V_{u1} = 1,5580$	$\Gamma = 0,6662$	$\omega = 14,2240$
$\bar{x}$			$\bar{y}$			
0,3103			0,0735			
0,2075			0,0465			
0,1039			0,0224			
0,0000			0,0000			
– 0,1042			– 0,0211			
– 0,2087			– 0,0406			
– 0,3137			– 0,0573			

В настоящей работе использованы разработанные на кафедре программы, позволяющие, минуя графические построения, по семи точкам скелетной линии, включая начальную и конечную, получить требуемые массивы x и y телесного профиля. В этих программах выполняется наращивание профиля конечной толщины по заданному закону распределения толщин, формирование файла исходных данных для решения прямой задачи по методике ЦКТИ.

В результате расчета обтекания с помощью программы ЦКТИ получаем достаточные для анализа и графических построений данные для всех точек контура профиля: S_1 – длина дуги контура от первой до текущей точки в метрах, S_2 – относительная дуга контура от первой до текущей точки, r – расстояние до оси турбины от расчетных точек, H – толщина слоя в расчетных точках, x , y – координаты расчетных точек профиля, W – относительная скорость в расчетных точках, P – давление в расчетных точках, а также величины потерь энергии.

Расчет обтекания профилей с помощью программы ЦКТИ выполняем для всех углов установки и приведенных расходов выбранного диапазона режимов. Из массивов результатов выбираем распределение относительной скорости $W = f(S_2)$ и давления $P = f(S_2)$ вдоль контура профиля.

На рис. 2. приведены графики изменения относительной скорости вдоль периферийного профиля поворотнолопастной гидротурбины при различных приведенных расходах. Как видно из графиков, относительные скорости вдоль профиля при различных расходах имеют практически одинаковую форму и несколько

увеличиваются с его ростом. Графики распределения давления вдоль контура периферийного профиля поворотнолопастой гидротурбины приведены на рис. 3. Здесь наблюдается ощутимое повышение давления на лицевой и тыльной стороне лопасти с увеличением приведенного расхода.

Аналогичные графики получим для пропеллерной гидротурбины и расположим на рис. 4 и 5. Относительные скорости вдоль профиля пропеллерной гидротурбины по сравнению с оптимальным режимом существенно увеличиваются с увеличением расхода и также существенно уменьшаются с уменьшением расхода. Давление на лицевой стороне профиля при увеличении расхода выше оптимального увеличивается, а при снижении ниже оптимального уменьшается. На тыльной стороне профиля при всех неоптимальных режимах давление меньше, чем при оптимальном режиме.

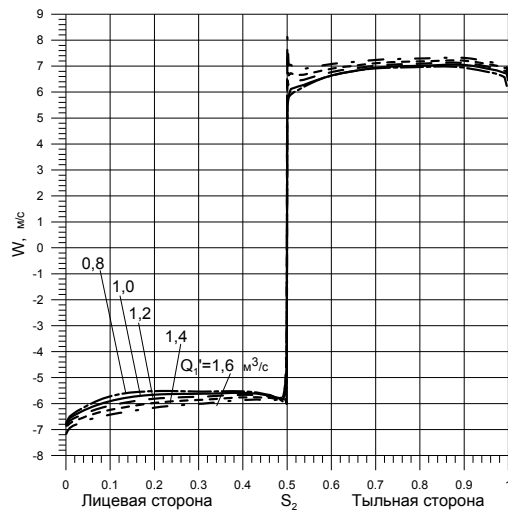


Рис. 2 – Распределение относительных скоростей вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пл-40

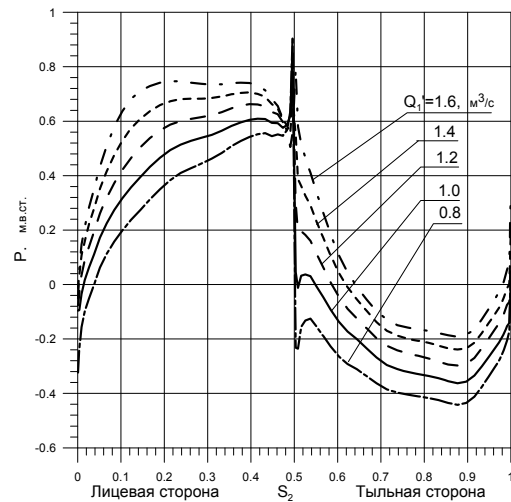


Рис. 3 – Распределение давления вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пл-40

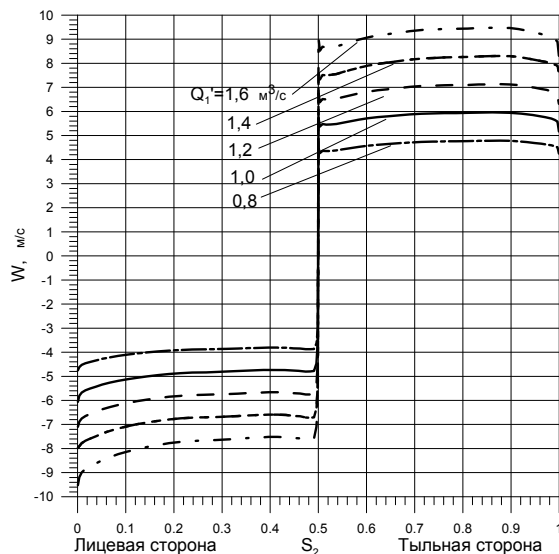


Рис. 4 – Распределение относительных скоростей вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пр-40

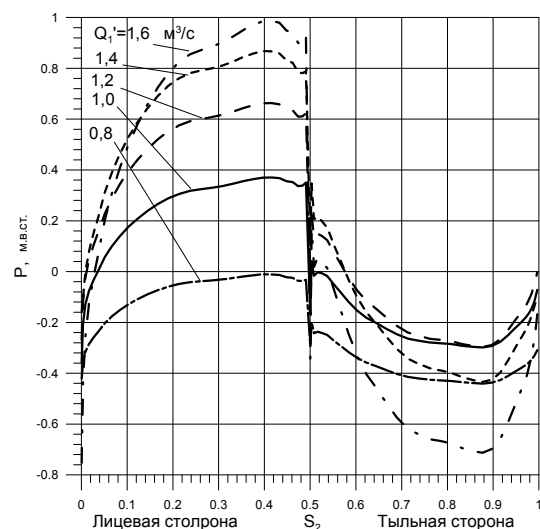


Рис. 5 – Распределение давления вдоль контура периферийного профиля гидротурбины Пр-40

Используя графики распределения давления вдоль профилей исследуемых гидротурбин, а также зависимость координат y от параметра S_2 , можем определить давления в точках контура профиля, расположенных в одних горизонтальных сечениях. Разность давлений в отмеченных точках равна амплитуде пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса на расстоянии y от оси поворота лопасти.

На рис. 6 представлены графики пульсаций давления на стенках камеры рабочего колеса поворотнолопастной гидротурбины. На уровне оси поворота лопастей зафиксирована наибольшая амплитуда пульсаций 80÷90%. Этот результат хорошо согласуется с натурными и модельными испытаниями поворотнолопастных гидротурбин [3]. Так, например, по данным натурных испытаний гидроагрегата № 13 Волжской ГЭС, максимальная двойная амплитуда колебаний давления на стенке камеры рабочего колеса составляла 109 %. Модельные испытания этой гидротурбины (Пл 587-100) показали уровень пульсаций 95,5 %.

Лопастные пульсации давления на стенках камеры рабочего колеса пропеллерной гидротурбины приведены на рис. 7. В отличие от поворотнолопастной гидротурбины, где максимальные пульсации на уровне оси поворота лопастей изменились то 80% до 90% в зависимости от расхода, здесь наблюдается изменение максимальных амплитуд от 40% до 150%. Это явление можно объяснить увеличением давления на лицевой стороне и уменьшением давления на тыльной стороне лопасти при увеличении расхода.

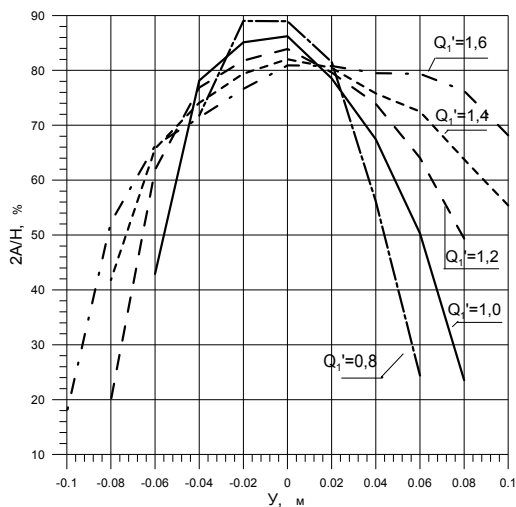


Рис. 6 – Амплитуды пульсаций давления в камере р.к. гидротурбины Пл-40

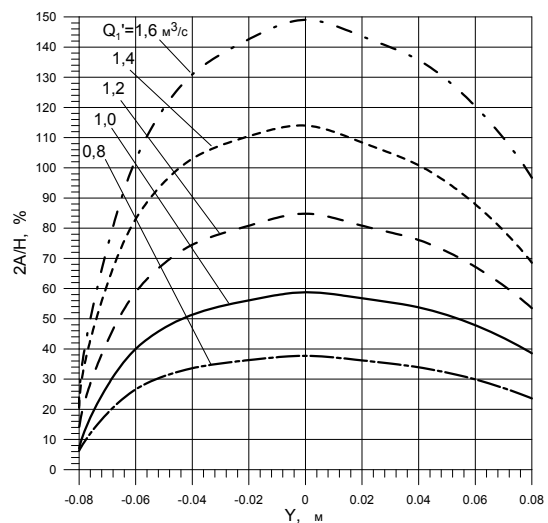


Рис. 7 – Амплитуды пульсаций давления в камере р.к. гидротурбины Пр-40

Методика расчета обтекания решеток профилей ЦКТИ позволяет оценить уровень потерь энергии в исследуемых проточных частях. Воспользуемся этой возможностью для более детального анализа обтекания решеток профилей сопоставляемых гидротурбин. На рис. 8 и рис. 9 даны графики зависимости потерь энергии в гидротурбинах Пл-40 и Пр-40 от приведенного расхода. Из их рассмотрения следует, что диапазон экономически обоснованных режимов эксплуатации пропеллерных гидротурбин сильно ограничен.

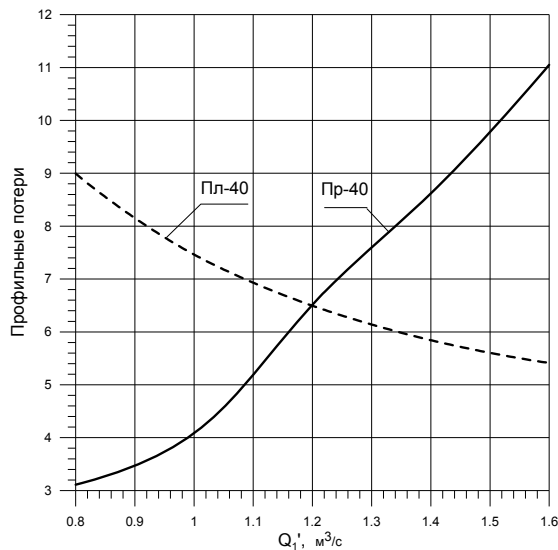


Рис. 8 – Профильные потери энергии в гидротурбинах Пл-40 и Пр-40

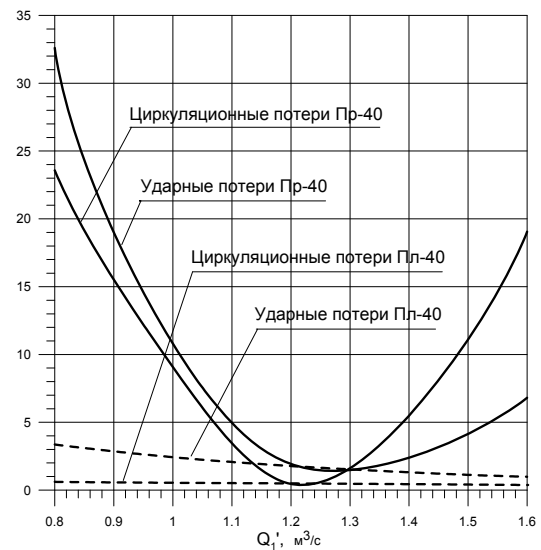


Рис. 9 – Циркуляционные и ударные потери энергии

Основные выводы:

- 1) Показано преимущество поворотнолопастных гидротурбин перед пропеллерными, как с точки зрения экономически обоснованных режимов работы, так и по динамическим нагрузкам на облицовку камеры рабочего колеса.
- 2) При изменении величины Q_1' у гидротурбины Пл-40 окружные составляющие на входе и выходе из рабочего колеса и циркуляция остаются неизменными, а у гидротурбины Пр-40 они существенно изменяются.
- 3) Относительные скорости вдоль профиля гидротурбины Пл-40 незначительно изменяются при изменении величины Q_1' , а у гидротурбины Пр-40 наблюдается почти линейная зависимость скорости от расхода, что коррелируется с профильными потерями.

Список литературы: 1. Раухман, Б. С. Расчет обтекания пространственных решеток профилей гидротурбин с программированием на ЭВМ. РТМ 4.023.01 [Текст] / Б. С. Раухман. – Л. : ЦКТИ, 1972. 2. Барлит, В. В. Гидравлические турбины [Текст] / В. В. Барлит. – К. : Высш. Школа, 1977. – 360 с. 3. Заворуев, В. П. Исследование пульсаций давления в проточной части поворотнолопастной гидротурбины [Текст] : труды Гидропроекта / В. П. Заворуев, М. Ф. Саркисова, И. И. Иванов. – М. : Гидропроект, 1962. – Сб. 7. – С. 9–29.

Bibliography (transliterated): 1. Rauhman, B. S. *Raschet obtekanija prostranstvennyh reshetok profilej gidroturbin s programmirovaniem na JeVM*. RTM.24.023.01. Leningrad: CKTI, 1972. Print. 2. Barlit, V. V. *Gidravlicheskie turbiny*. Kiev: Vyssh. Shkola, 1977. Print. 3. Zavoruev, V. P., M. F. Sarkisova and I. I. Ivanov. "Issledovanie pul'sacij davljenija v protochnoj chasti povorotnolopastnoj gidroturbiny." *Trudy Gidroproekta*. No. 7. Moscow: Gidroproekt, 1962. 9–29. Print.

Поступила (received) 08.01.2015