

О. В. ПОТЕТЕНКО, Е. С. КРУПА

## КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБУЛЕНТНОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

В статье приведен комплексный анализ реальной структуры потока, формируемой подводящими органами высоконапорной гидротурбины, перед рабочим колесом, на режимах, охватывающих всю универсальную характеристику. Приводятся объяснения причин существенных потерь энергии, как в подводящих органах, так и в самом рабочем колесе. Даются рекомендации по совершенствованию проточной части.

**Ключевые слова:** гидротурбина, рабочее колесо, спиральная камера, напор, мощность, потери энергии.

**Введение.** С развитием компьютерных технологий появились широкие возможности проведения так называемого «расчетного эксперимента» по исследованию структуры потока в проточных частях гидромашин в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Однако, совершенные математические модели потока, основанные на осредненных по времени уравнениях Навье–Стокса (уравнениях Рейнольдса), уравнении неразрывности и дополнительных уравнениях (например « $k-\varepsilon$ »-уравнениях, дифференциальных уравнениях для компонент тензора турбулентных напряжений с полуэмпирическими алгебраическими вспомогательными уравнениями и др.) имеют ряд существенных недостатков, приводящих к погрешностям при определении потерь энергии 1–3 % и более.

Среди этих недостатков, как показано в работе [1], основными являются недостаточно точное описание турбулентного потока, и, в частности, недоучет диффузионного переноса момента импульса и трансформации энергии импульса в энергию момента импульса и наоборот.

Кроме того, как известно, в качестве граничных условий во входном сечении в рассматриваемый канал необходимо задавать не только осредненные параметры потока, но и распределение основных параметров турбулентности, таких как степень (или интенсивность), масштаб турбулентности и др. Все это лишний раз доказывает, что экспериментальные исследования не потеряли своего интереса и практической ценности.

В данной работе представлены материалы экспериментальных исследований структуры потока в проточной части гидротурбины РО 500 на режимах, охватывающих всю универсальную характеристику и потока без рабочего колеса (РК).

**1. Экспериментальные исследования структуры потока.** На рис. 1, 2, 3 показано конструктивное исполнение и схема расположения шаровых зондов в проточной части гидротурбины. Кроме замера структуры потока, был проведен эксперимент по определению распределения давления на вращающихся лопастях рабочего колеса. На рис. 4 на универсальной характеристике РО 500 представлены режимы измерения потока и

распределения давления.

Для обеспечения надежности проведения эксперимента шаровые зонды тарировались непосредственно перед экспериментом и подвергались контрольной тарировке сразу же после его окончания. Кроме того, поток измерялся в контрольных точках при перемещении шарика зонда вперед и измерения повторялись и сравнивались с предыдущими, при перемещении шарика зонда назад.

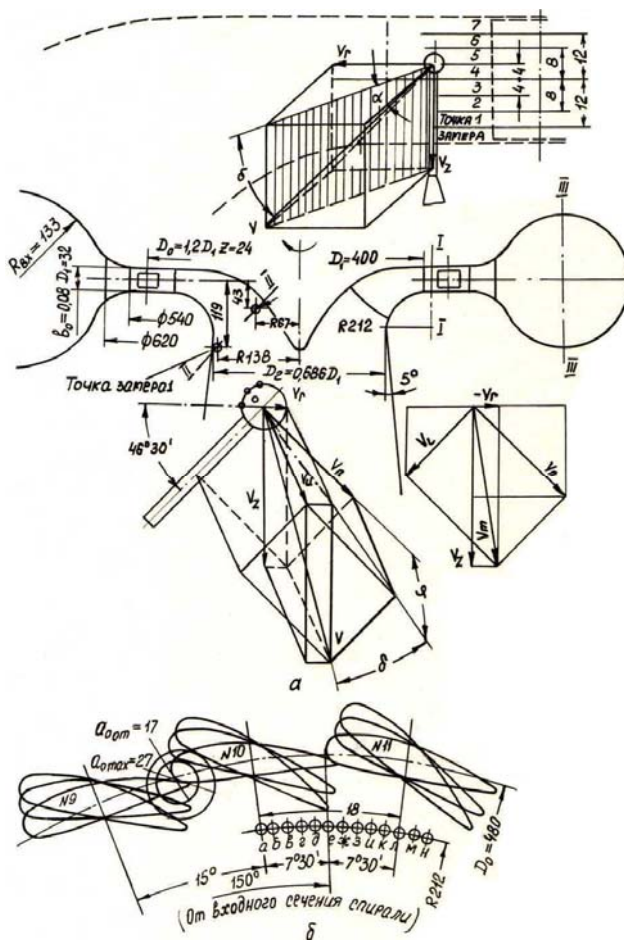


Рис. 1 – Расположение мерных сечений в полости турбин и схемы расположения вектора абсолютной скорости

Для получения полной картины структуры потока перед рабочим колесом в сечении 1-1 было спроектировано специальное устройство, перемещающее шаровый зонд по окружному направлению (рис. 2) и позволяющему определить

параметры потока в цилиндрическом сечении на сегменте равно 1,2 шага лопаток направляющего аппарата. Полученные в результате эксперимента параметры потока: скорости, давления, моменты импульсов ( $V_{\text{ир}}$ ), энергии и др. приводились к диаметру  $D_1 = 1$  м и напору  $H = 1$  м.

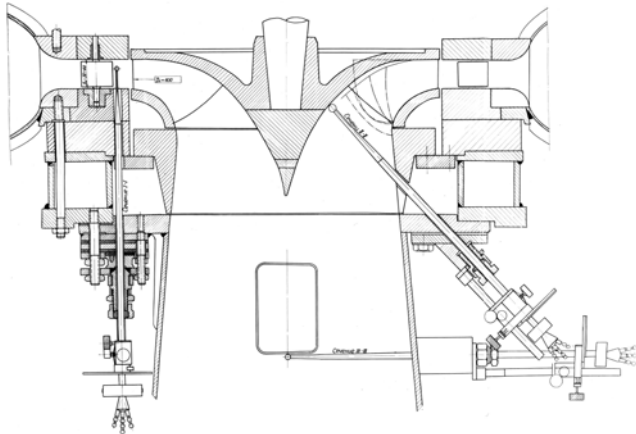


Рис. 2 – Специальное устройство, перемещающее шаровый зонд по окружному направлению

Для определения распределения давления на вращающихся лопастях РК лопасти были дренированы в 56-ти точках поверхности. Для исключения сил инерции во вращающихся дренажных трубках, запаянных в РК и передающих давление на съемник давления с 56-ти герметичными камерами, в качестве передающей среды при исследовании водяного потока применялся воздух. Специально спроектированное устройство состояло из дренированного РК, съемника давления, переключателя давления с 56-ю камерами, батарейного ртутного манометра, компрессора,

которые обеспечивали три режима: продувки отверстий на лопастях при установке необходимого режима работы гидротурбины (ГТ), установки давления в батарейном ртутно-воздушном манометре в начальное положение и режим измерения распределения давления, когда под действием давления столба ртути в батарейном манометре часть воздуха выдавливалась через дренажные отверстия лопасти до установления баланса давления.

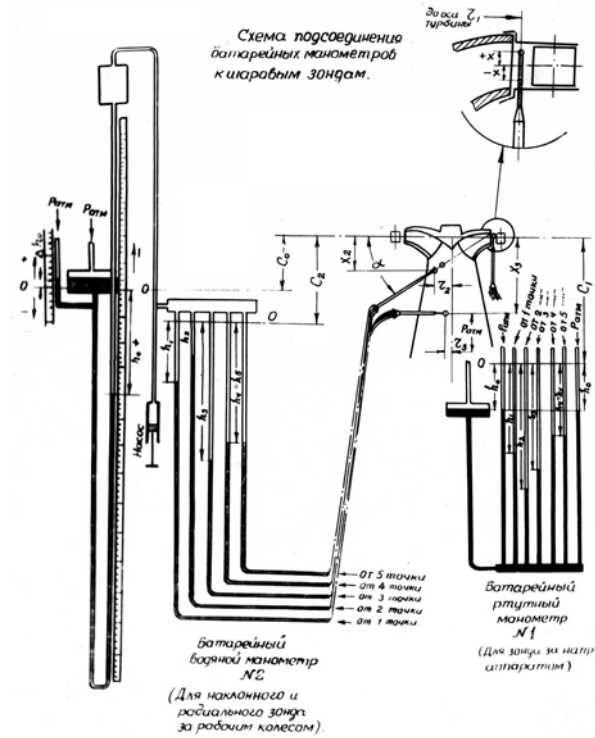


Рис. 3 – Схема подсоединения батарейных манометров к шаровым зондам

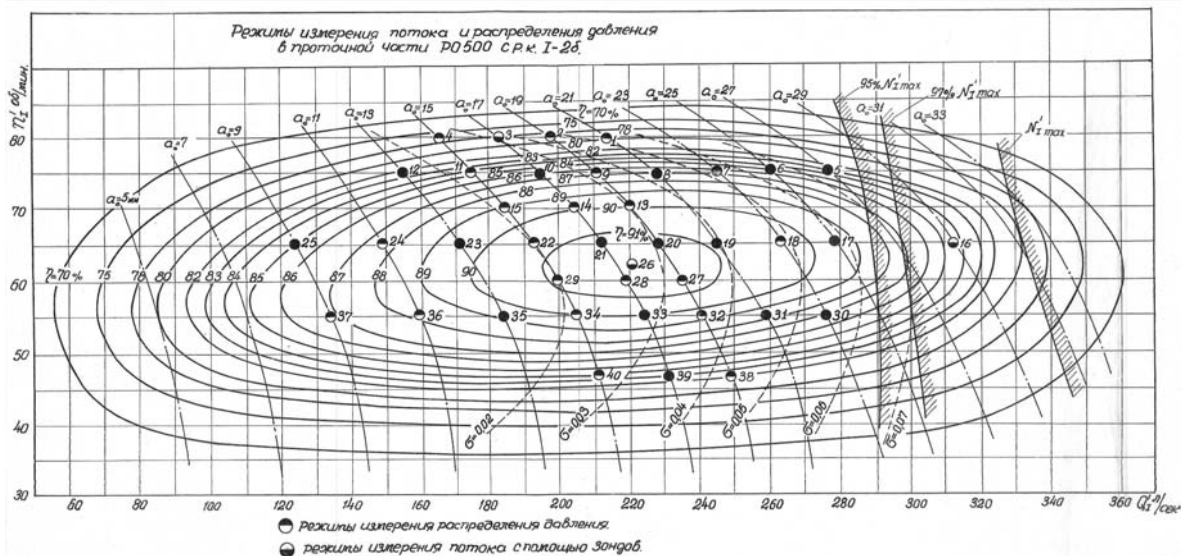


Рис. 4 – Режимы измерения потока и распределения давления в проточной части РО 500 с РК I-26

**2. Анализ структуры потока перед и за рабочим колесом гидротурбины РО 500.** Наряду с измерением параметров потока в сечениях,

изображенных на рис. 1 и рис. 2, перед и за РК был проведен замер потока с помощью шаровых зондов в поперечном сечении спиральной камеры

гидротурбины РО 500 на различных режимах работы. Анализ структуры потока показывает, что в поперечном сечении спиральной камеры имеет место крупномасштабная вихревая структура вида «парного вихря», аналогичная парному вихрю, возникающему в трубопроводе круглого поперечного сечения в зоне резкого поворота потока (в так называемом «колене»).

Это явление приводит к тому, что в центральной зоне поперечного сечения спирали поток перемещается от рабочего колеса, в то же время в пристеночной зоне поток движется с «повышенной» скоростью к входному сечению пред рабочим колесом, осуществляя конвективный перенос заторможенного пристеночного слоя. При этом существенно увеличиваются гидравлические потери энергии в высоконапорной гидротурбине.

Используя универсальные характеристики и габаритки проточных частей гидротурбины на напоры 400–500 м, рассматривая оптимальный режим эксплуатации, при котором момент импульса на выходе из рабочего колеса приблизительно равен нулю  $[\rho Q(V_{\omega}r)_2 = 0]$ , можно определить среднеинтегральную величину момента импульса (момента количества движения), потребного для оптимальной работы гидротурбины перед рабочим колесом и сравнить с величиной, имеющей место во входном сечении спиральной камеры. Расчеты показывают, что момент импульса во входном сечении спиральной камеры составляет всего лишь 50–60 % от необходимого для оптимальной работы гидротурбины, т.е. подводящие к рабочему колесу

поток органы гидротурбины, и, в первую очередь спиральная камера, призваны увеличить момент импульса потока практически в два раза. Увеличить момент импульса во входном сечении спирали возможно лишь либо за счет уменьшения площади сечения в два раза или за счет увеличения радиуса до оси вращения гидроагрегата расположения центра входного сечения. Первый вариант приведет к увеличению скорости потока в два раза в спиральной камере и, соответственно, к увеличению потерь в четыре раза, второй – к увеличению габаритов гидротурбинного блока в 1,5–2 раза.

По существу за счет «парного вихря» в поперечном сечении спиральной камеры и оттока жидкости в центральной части сечения, подводящий поток движется по «искусственно» уменьшенному сечению к рабочему колесу гидротурбины. Вышесказанное объясняет причину больших гидравлических потерь энергии в подводящих органах высоконапорных гидротурбин, доходящих до 2–4 %, в то время, как низко и средненапорные гидротурбины имеют потери не превышающие 0,5 %.

Это объясняется сравнительно низким по сравнению с гидротурбинами на средние напоры оптимальным КПД высоконапорных гидротурбин.

Формируемый подводящими органами поток поступает на рабочее колесо гидротурбины. На рис. 5 для оптимального режима представлена картина изменения направления вектора скорости в соответствии со схемой (рис. 1) потока, натекающего на входные кромки рабочего колеса.

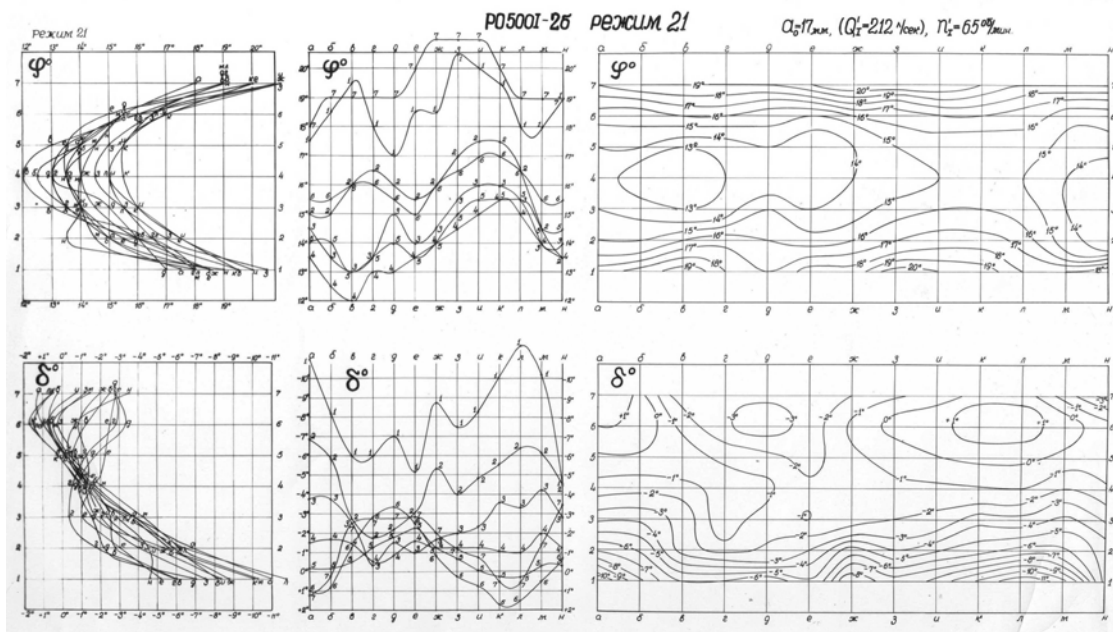


Рис. 5 – Картина изменения направления вектора скорости потока, натекающего на входные кромки РК

Особенно наглядно показано изменение угла  $\varphi$  от  $12^{\circ}$ – $15^{\circ}$  в центральной зоне, до  $17^{\circ}$ – $20^{\circ}$  у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата. Существенно меняется также и угол  $\delta$  (практически на  $10^{\circ}$ ). Такой характер изменения направления натекающего потока, безусловно, связан со спецификой его формирования в подводящих органах

гидротурбины, изложенной выше.

На рис. 6, 7 для различных режимов, охватывающих практически всю универсальную характеристику представлена картина изолинии равных углов  $\varphi$  и  $\delta$  и компонент скоростей потока на цилиндрической поверхности радиусом  $R = 212$  мм (при  $D_1 = 400$  мм) перед рабочим колесом.

На режимах больших открытий направляющего аппарата ( $a_0 = 25$  мм,  $a_0 = 29$  мм) в зоне положения зонда «ж», «з», «и» явно прослеживается резкое изменение параметров потока, обусловленное следом пристеночных заторможенных слоев, сбегających с выходных кромок лопаток направляющего аппарата.

Напомним, что поток измерялся на цилиндрической поверхности, расположенной на расстоянии 12 мм от входных кромок лопастей рабочего колеса, что подтверждает целесообразность увеличения диаметра расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата до  $D_0 = (1,3-1,4)D_1$ .

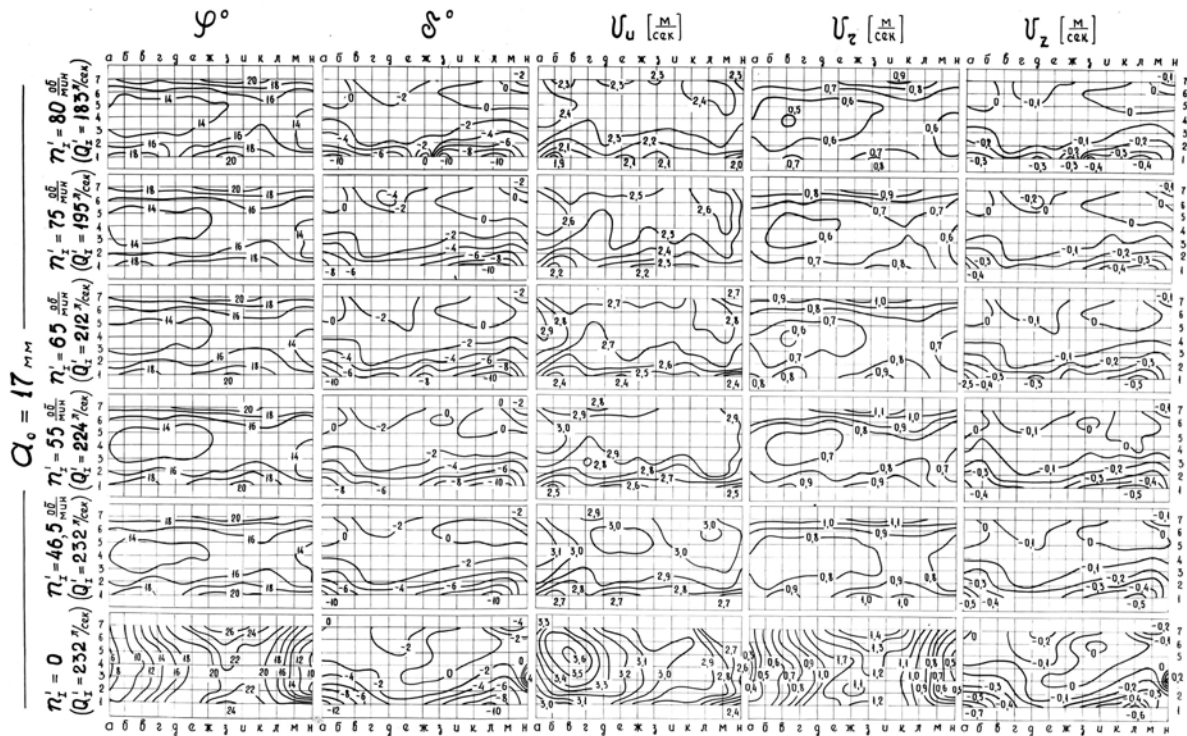


Рис. 6 – Картина изменения параметров потока перед рабочим колесом при остановленном рабочем колесе

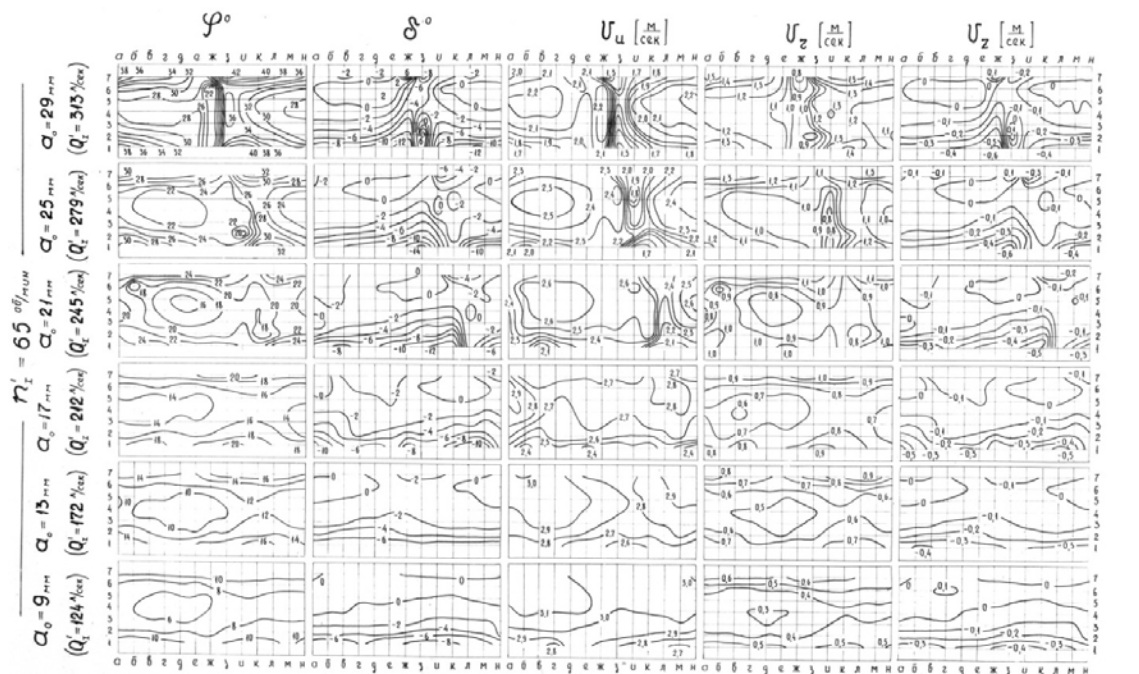


Рис. 7 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500-І-26. Характер изменения направлений и величины компонента скорости

Неравномерный по высоте направляющего аппарата поток натекает под различным направлением и с различными скоростями на лопасти рабочего колеса, создавая дополнительные потери энергии (ударные и профильные в самом рабочем колесе).

Кроме того, циркуляция скорости вокруг лопасти в периферийном, корневом и центральном сечениях будет различной, меняющейся от одного режима к другому, что вызовет дополнительные потери энергии с индуктивными вихрями, сбегających с выходных

кромки лопастей и дополнительную нестационарность потока. Авторы неоднократно указывали [3], что в этом случае целесообразно использовать просторную, уменьшающую скорость течения в ней в 2–3 раза спиральную камеру, с формированием необходимого момента количества движения (момента импульса), натекаемого на рабочее колесо потока в сопловых аппаратах, расположенных по кольцу перед рабочим колесом, имеющих поворотные, регулируемые расход

выходные кромки.

В качестве анализа влияния рабочего колеса на поток в подводящих органах гидротурбины на рис. 6 представлена картина изменения параметров потока перед рабочим колесом при остановленном рабочем колесе ( $n = 0$ ) и на рис. 8 – без рабочего колеса (при установленной в проточной части ступицы и обода рабочего колеса).

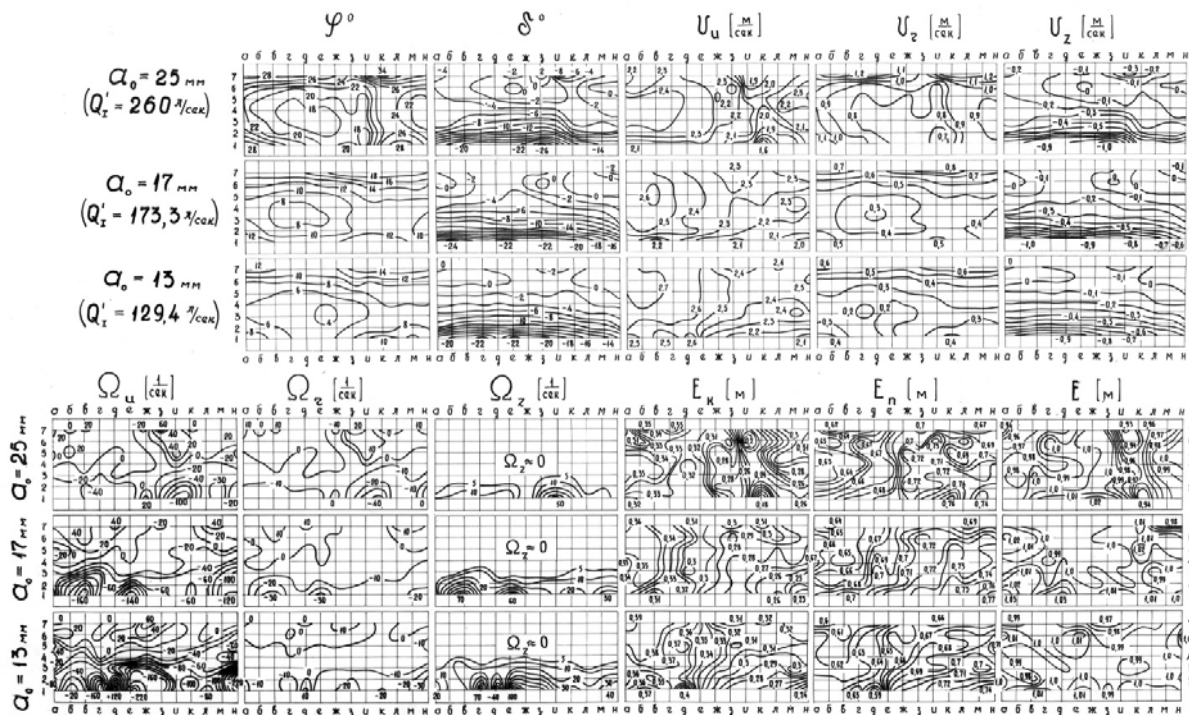


Рис. 8 – Характеристика потока в сечении I-I полости PO 500 без рабочего колеса

Анализ этих потоков и сравнение с эксплуатационными потоками при наличии рабочего колеса, показывает необходимость, при математическом моделировании потока в подводящих органах гидротурбины, обязательно в качестве граничных условий на выходе учитывать влияние рабочего колеса на поток в подводящих органах.

На рис. 9 представлены параметры потока при различных режимах работы гидротурбины в сечении на выходе из рабочего колеса. Циркуляционные потери на оптимальном режиме  $n'_1 = 65$ ,  $a_0 = 17-21$  мм, с высокой степенью точности равны нулю и при  $a_0 = 9$  мм имеют порядок 5%. Резко увеличиваются циркуляционные потери при оптимальном открытии направляющего аппарата при увеличении приведенных оборотов  $n'_1$  до 75–80 мин<sup>-1</sup>, т.е. при эксплуатации натурной гидротурбины на предельно низких напорах. Это подтверждается на ГЭС при эксплуатации радиально-осевых гидротурбин на предельно низких напорах, на которых обнаруживается появление в отсасывающей трубе спиралеобразных большой интенсивности вихревых жгутов, вызывающих повышенную пульсацию давления в потоке и вибрацию стенок, ограничивающих поток.

Кинетическая энергия потока, покидающего рабочее колесо, на оптимальном режиме имеет порядок 1–2% и возрастает до 5–10% на режимах существенно отличных от оптимального.

Приведенные к 1 м напора и 1 м диаметра рабочего колеса скорости момента импульсов ( $V_u r$ ) энергии и др. параметры потока, осреднялись по окружному направлению, по расходу, моменту импульса, энергии по формулам:

$$\bar{V}_{r(\varphi)}^Q = \frac{\int V_r ds}{2\pi/z}; \quad \bar{V}_{u(\varphi)}^Q = \frac{\int V_u ds}{2\pi/z};$$

$$\bar{V}_{z(\varphi)}^Q = \frac{\int V_z ds}{2\pi/z}; \quad \bar{V}_r = \frac{\int (V_r) r ds}{\int V_r ds};$$

$$\bar{E} = \frac{\int E \cdot V_r ds}{\int V_r ds}; \quad \bar{V}_{r(\varphi)}^E = \sqrt{\frac{\int V_r^2 \cdot V_r ds}{\int V_r ds}};$$

$$\bar{V}_{u(\varphi)}^E = \sqrt{\frac{\int V_u^2 \cdot V_r ds}{\int V_r ds}}; \quad \bar{V}_z^E = \sqrt{\frac{\int V_z^2 V_r ds}{\int V_r ds}};$$

$$\bar{V}_\varphi^E = \sqrt{\frac{\int V^2 V_r ds}{\int V_r ds}}.$$



Осредненные по окружному направлению параметры потока перед рабочим колесом РО 500 представлены на рис. 10.

Дальнейшее осреднение структуры потока перед рабочим колесом по высоте направляющего аппарата позволило определить потери энергии в подводящих органах гидротурбины.

Были также получены в качестве характеристики потока перед рабочим колесом  $\frac{r}{R}$  распределения интегральных параметров  $\text{rot} \vec{V} = \Omega$ , кинетической,

потенциальной и полной энергии ( $E_k$ ,  $E_p$ ,  $E$ ), приведенных к 1 м напора и 1 м диаметра РК (рис. 11).

На рисунке ясно видно резкое снижение (увеличение потерь) величины кинетической и полной энергии в следе потока, стекающего с выходных кромок лопаток направляющего аппарата на открытия  $a_0 = 21$  мм и  $a_0 = 25$  мм, и более или менее равномерный подвод энергии на оптимальном и малых открытиях лопаток направляющего аппарата.

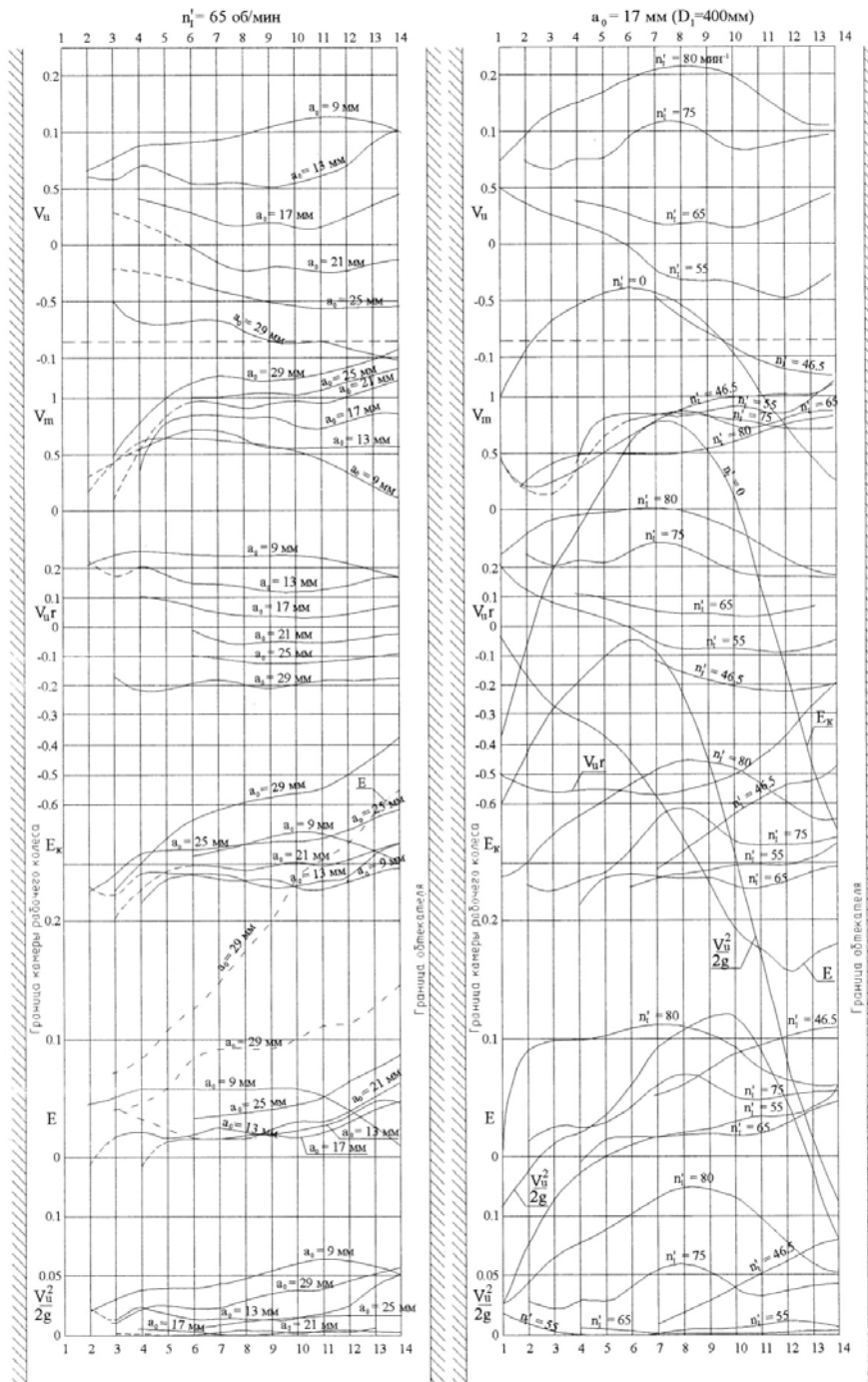


Рис. 9 – Параметры потока за рабочим колесом РО 500I-26

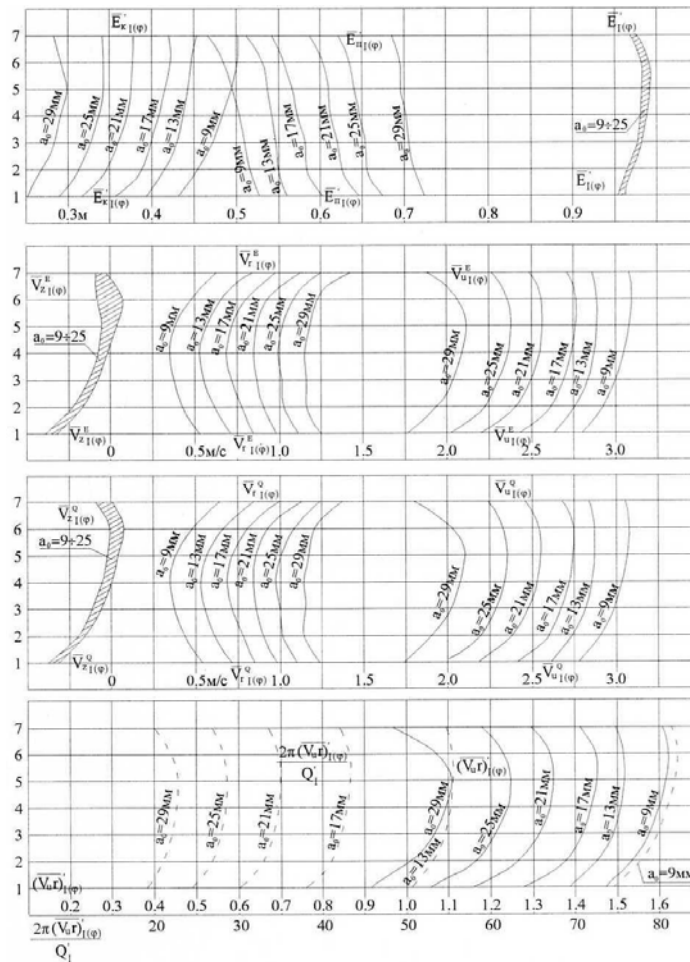


Рис. 10 – Осредненные параметры потока перед рабочим колесом РО 500I-26

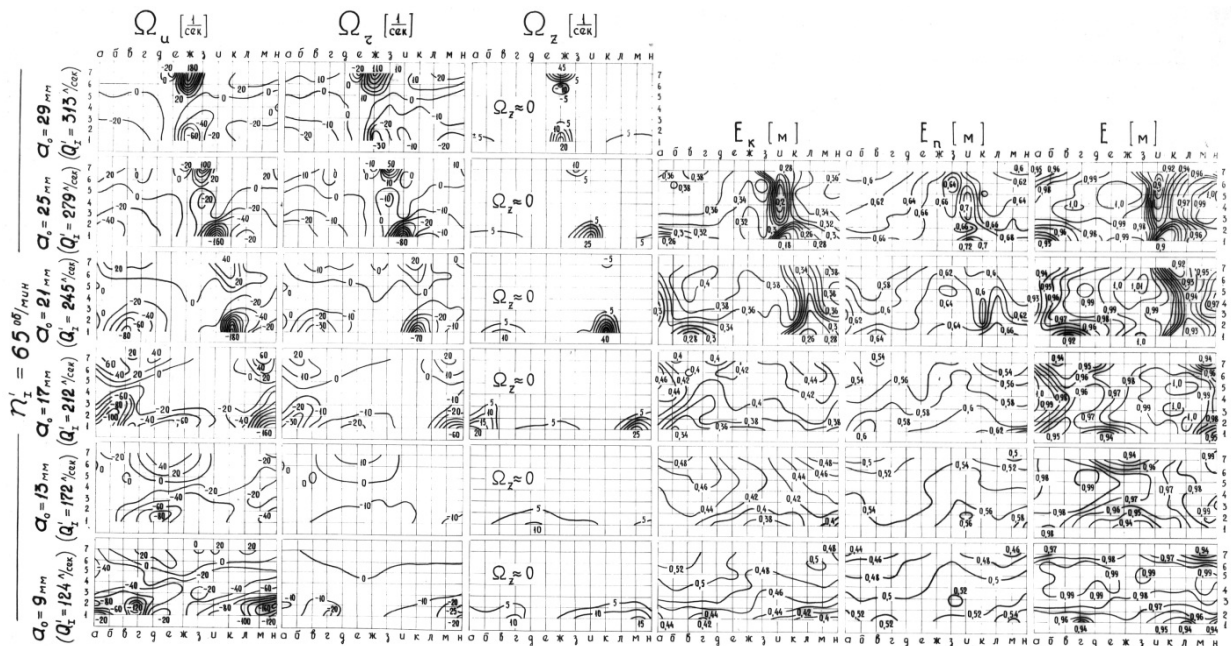


Рис. 11 – Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500I-26. Характер изменения компонента вихря и компонента энергии

Также видно наличие крупно- и необходимо учитывать при математическом среднемасштабной завихренности с существенной моделировании потока в рабочем колесе. интенсивностью турбулентности, которую

**Выводы.** 1. На формирование структуры потока в проточной части высоконапорной гидротурбины РО 500, включая межлопастные каналы, определяющую роль играет спиральная камера. Потери в подводящих органах высоконапорных гидротурбин достигают 2–4 % (на модельной установке). Сложная вихревая структура потока, формируемая спиралью, создает предпосылки для увеличения потерь энергии в рабочем колесе.

2. Межлопастные каналы рабочего колеса с учетом вихревой структуры потока, натекающего на входные кромки рабочего колеса, при различных и существенно больших углах атаки, формируют в свою очередь сложную вихревую структуру потока, в которой имеют место как зоны мелкомасштабной турбулентности, так и центральные зоны, характеризующиеся наличием крупномасштабных вихревых структур. Это объясняет причины повышенных потерь энергии в самом рабочем колесе.

**Список литературы:** 1. *Потетенко О. В.* К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и наоборот, при моделировании турбулентных потоков / *О. В. Потетенко, Е. С. Крупа* // Вестник НТУ «ХПИ». Сер.: Гидравлические машины и гидроагрегаты. – Х. : НТУ «ХПИ», 2015. – № 3 (1112). – С. 37–44. 2. *Потетенко О. В.* Определение формы трехмерного потока и распределение скоростей в каналах гидромашин / *О. В. Потетенко* //

Энергетическое машиностроение. – ХГУ, 1967. – Вып. 4. – С. 99–107. 3. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент на винахід UA85237 : опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1. 4. *Потетенко О. В.* Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Патент на винахід UA85090 : опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. 5. *Потетенко О. В.* Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов* // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649 : опубл. 17.07.2007, Бюл. № 2. 6. *Потетенко О. В.* Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни / *О. В. Потетенко, С. М. Ковальов, П. С. Зав'ялов [та ін.]* // Деклараційний патент на корисну модель UA5155 : опубл. 15.02.2005, Бюл. № 2.

**References:** 1. Potetenko, O. V., and E. S. Krupa. "K voprosu ucheta diffuzionnogo perenosa momenta impul'sa i transformatsii jeho energii v energiju impul'sa i naoborot, pri modelirovanii turbulentykh potokov." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Gidravlicheskie mashiny i agregaty.* No. 3 (1112). Kharkov: NTU "KhPI", 2015. 37–44. Print. 2. Potetenko, O. V. "Opredelenie formy trehmernogo potoka i raspredelenie skorostej v kanalakh gidromashin." *Energeticheskoe mashinostroenie.* No. 4. 1967. 99–107. Print. 3. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent, UA85237. 12 January 2009. Print. 4. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Vysokonapirna radial'no-os'ova hidroturbina.* Ukraine Patent, UA85090. 25 December 2009. Print. 5. Potetenko, O. V., and S. M. Koval'ov. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Deklaratsiynny patent na korysnu model' HF15649. 17 July 2007. Print. 6. Potetenko, O. V., et al. *Roboche koleso vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny.* Deklaratsiynny patent na korysnu model' UA5155. 15 February 2005. Print.

Поступила (received) 28.09.2015

**Потетенко Олег Васильевич** – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

**Potetenko Oleg Vasilyevich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: gmntukhpi@gmail.com.

**Крупа Евгений Сергеевич** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.

**Krupa Evgeniy Sergeevich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Docent at the Department of "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46, e-mail: zhekr@mail.ru.