

УДК 621.224.24

П. С. ЗАВЬЯЛОВ, Ю. М. КУХТЕНКОВ, Е. Н. ЦЕНТА**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ НА ЛОПАТКАХ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ПРИ ИХ РАССОГЛАСОВАНИИ ДЛЯ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ**

На переходных режимах работы насосных в оборотной гидромашине могут иметь место значительные гидродинамические нагрузки, что приводит к авариям. Экспериментальное определение крутящих моментов на лопатках позволяет получить информацию для всего диапазона режимов работы гидромашин, что необходимо учитывать при проектировании и расчетах на прочность. В случае аварийного рассогласования лопаток характер нагрузки на них может сильно измениться. Представлены результаты экспериментальных исследований статической и динамической составляющих крутящего момента при рассогласовании лопаток гидромашин в поле универсальной четырехквadrантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС. Исследования проводились на модели в ГТЛ ВАТ «Турбоатом».

Ключевые слова: модельная обратная гидромашин, лопатки направляющего аппарата, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквadrантная характеристика, всасывающая труба.

На переходных и насосных режимах работы в обратимой гидромашине могут иметь место значительные гидродинамические нагрузки, действующие на лопатки направляющего аппарата, что может привести к авариям. Экспериментальное определение крутящих моментов на лопатках позволяет получить информацию для всего диапазона режимов работы гидромашин, что необходимо учитывать при проектировании и расчетах на прочность. В случае аварийного рассогласования лопаток характер нагрузки на них может сильно измениться. Рассогласование лопаток приводит к изменению крутящего момента. Представлены результаты экспериментальных исследований статической и динамической составляющих крутящего момента при рассогласовании лопаток гидромашин в поле универсальной четырехквadrантной характеристики для условий Днестровской ГАЭС. Исследования проводились на модели в ГТЛ ОАО «Турбоатом».

Ключевые слова: модельная обратная гидромашин, лопатки направляющего аппарата, гидродинамический крутящий момент, тензометрический способ, универсальная четырехквadrантная характеристика, отсасывающая труба.

The considerable hydrodynamic loading can appear in reversible hydraulic machine on transient and pumping modes of operation. They effect on the vanes of wicket gate, and it can leads to accidental events. Experimental determination of torques moments on vanes allows to obtain information for all range of the modes of operations of hydraulic machine. It must be taken into account at planning and calculations on durability. Character of load of vanes will strongly change in case of their accidental mismatch. There are many reasons of this: the destruction of link from the overload of wicket gate; the refuse of servomotor; the blocking of vanes by the extraneous body; the uneven load on vanes. Mismatch of vanes leads to changing of torques moments. Results of experimental researches static and dynamic components of torques moments at mismatch of vanes of hydromachine wicket gate in the field of universal four-quadrant description for the Dniester HPSP are presented. Researches were conducted on the model block of HTL of OJSC "Turboatom".

Keywords: reversible hydraulic model machine, vanes of wicket gate, hydrodynamic torque, strain-measuring method, four-quadrant universal characteristic, draft tube.

Введение. Как известно из опыта эксплуатации обратимых гидромашин, лопатки направляющего аппарата (н.а.) подвержены значительным пульсирующим нагрузкам, особенно на переходных и насосных режимах [1–10].

В случае аварийного рассогласования характер нагрузки на рассогласованную лопатку и на рядом стоящие лопатки н.а. изменится. Поэтому для получения данных о нагрузках на лопатки н.а., при их рассогласовании, необходимо проведение эксперимента. Рассогласование лопаток н.а. обратимой гидромашин может быть вызвано рядом причин:

- разрушением ломкого звена из-за перегрузки н.а.;
- отказ сервомотора в случае, если лопатки управляются индивидуальными сервомоторами;
- заклинивание лопатки посторонним телом;
- неравномерная гидравлическая нагрузка на отдельные лопатки, что вызывает различные деформации;
- увеличение зазоров во втулках лопаток и регулирующего механизма, вследствие неравномерного износа;
- неправильная установка лопаток [3, 4].

Гидродинамическую нагрузку, действующую на лопатки направляющего аппарата обратимой гидромашин, условно можно разделить на

составляющие – статическую (среднеинтегральную) и динамическую (пульсирующую), что вызвано соответственно, стационарной P_C и пульсирующей $P_D(t)$ составляющими гидродинамического давления. Эта нагрузка создает на лопатке н.а. гидродинамический крутящий момент, определяемый по зависимости [4–7]:

$$M_T = M_C \pm \frac{M_D}{2}, \quad (1)$$

где M_T – крутящий момент от гидродинамической силы; M_C – статический момент; M_D – динамический момент (полный размах пульсации момента, т.е. двойная амплитуда).

Цель работы заключалась в экспериментальном определении и анализе статических и динамических составляющих крутящих моментов на лопатках н.а. от гидродинамических сил в гидромашине с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 и проточной частью для условий Днестровской ГАЭС и рекомендации по эксплуатации гидромашин. Исследования проводились в ГТЛ ОАО «Турбоатом» на модельном блоке обратимой гидромашин.

Рассогласованное положение лопатки вызывает неравномерность распределения давления не только на этой лопатке, но и на соседних лопатках.

Измерительные устройства и методика определения составляющих гидродинамического крутящего момента. Измерение моментов M_C и M_D на лопатках н.а. проведено тензометрическим способом с использованием методики приведенной в [4–6] и измерительной схемы рис. 1.

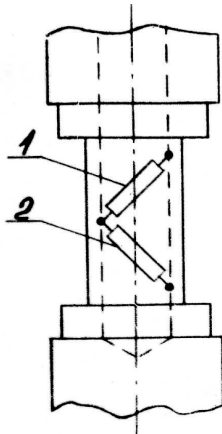


Рис. 1 – Схема наклейки тензорезисторов для измерения крутящего момента на лопатке направляющего аппарата: 1, 2 – тензорезисторы

Н.а. имел 20 лопаток; отсчет лопаток начинался от лопатки, ближайшей к зубу спиральной камеры. Измерение моментов производилось на трех мерных лопатках: №№ 10, 11, 12 рис. 2.

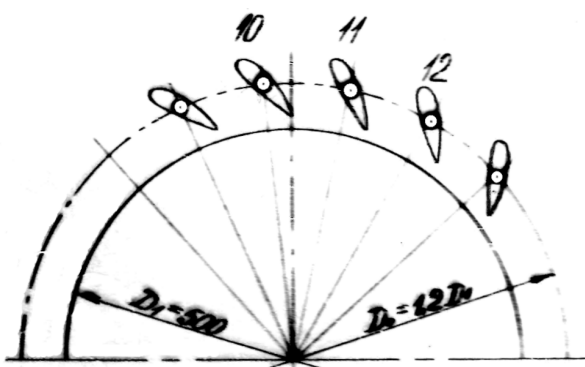


Рис. 2 – Схема расположения мерных лопаток направляющего аппарата для измерения крутящего момента

Мерные лопатки предварительно тарировались. При тарировке за положительное направление было принято действие момента на закрытие н.а. Тарировочные зависимости всех мерных лопаток имели характер, близкий к линейному, что позволило применять для данной лопатки постоянный тарировочный коэффициент. Значения полученных моментов пересчитывались в приведенные величины:

$$M'_{Ii} = \frac{M_i}{H_i \cdot D_1^3}, \quad (2)$$

где H – напор испытаний, м; D_1 – диаметр рабочего колеса, м, i – номер измерения.

Режимы испытаний и диапазоны изменения режимных параметров, на которых осуществлены измерения с помощью мерных лопаток, приведены на

рис. 3. В процессе обработки результатов испытаний по определению крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата строились следующие зависимости:

- $M'_{IC} = f(n'_I)$, $M'_{ID} = f(n'_I)$ при $a_0 = \text{const}$ для турбинного режима, режимов противотока и обратного насоса;

- $M'_{IC} = f(Q'_I)$, $M'_{ID} = f(Q'_I)$ при $a_0 = \text{const}$ для насосного режима и режима торможения;

- $M'_{IC} = f(Q'_I, n'_I)$, $M'_{ID} = f(Q'_I, n'_I)$ в поле четырехквadrантной характеристики, приведенные на рис. 3.

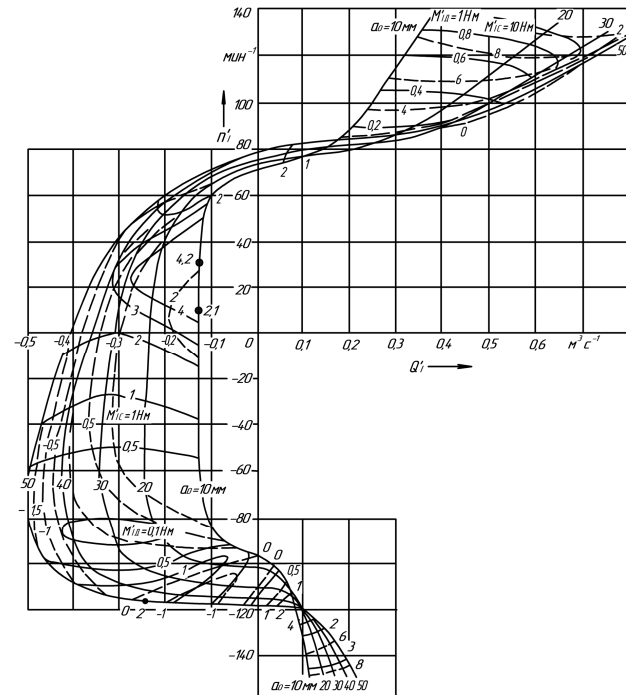


Рис. 3 – Четырехквadrантная характеристика гидравлических моментов на лопатке н.а. гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50:

— M'_{ID} – динамическая составляющая крутящего момента,
 - - - M'_{IC} – статическая составляющая крутящего момента

Подробный анализ амплитуд статических и динамических составляющих крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата обратимой гидромашины с рабочим колесом ОРО 170/5217-50 при согласованной работе лопаток н.а. приведен в [6].

Исследование динамической составляющей крутящего момента на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании. В ходе эксперимента механическим путем из синхронного состояния выводилась лопатка н.а. № 11 и на ней измерялась динамическая составляющая момента. Для проверки влияния рассинхронизированной лопатки н.а. на изменение моментов на соседних лопатках, динамическая составляющая момента измерялась на лопатках №№ 10, 12.

Динамическая составляющая момента M'_{ID} на лопатке н.а. № 10, во всех случаях рассогласования лопатки н.а. № 11, в большей мере зависит от n'_I , чем от открытия н.а. Так с уменьшением n'_I от 90 до 0 мин⁻¹ величина M'_{ID} изменяется от 0,1 до 3 Н·м. Причем, с

увеличением открытия рассогласованной лопатки от 0,5 до 50 мм, можно выделить закономерность смещения зоны оптимума динамического момента M'_{ID} с $a_0 = 50$ мм до $a_0 = 30$ мм (см. рис. 4). В насосном режиме на открытиях н.а. от 0,5 до 30 мм величина M'_{ID} существенным образом зависит от n'_1 .

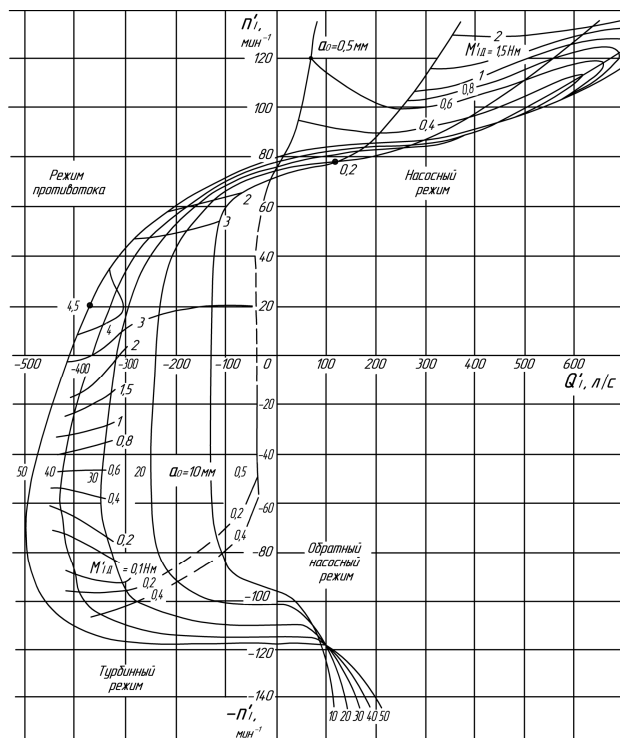


Рис. 4 – Четырехквadrантная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 10 при $a_{0AC} = 30$ мм

На оптимальном открытии при $a_0 = 30$ мм минимальное значение динамической составляющей момента не зависит от пределов изменения рассогласования лопаток и достигает 0,1 Н·м. С увеличением приведенных оборотов n'_1 от 80 до 130 мин^{-1} значение M'_{ID} возрастает до 1 Н·м. На открытиях н.а. при $a_0 = 10 - 50$ мм рассогласованная лопатка не оказывает значительного влияния на величину пульсаций момента на лопатке н.а. № 10.

Максимальное значение пульсирующей составляющей момента M'_{ID} отмечено на открытии н.а. при $a_0 = 50$ мм и достигает 2,5 Н·м.

Влияние рассогласования зафиксировано при открытии лопаток н.а. равное 0,5 мм. Так, с изменением рассогласования от 10 до 40 мм, максимальное значение M'_{ID} увеличивается от 0,4 до 3 Н·м.

В режиме противотока, для лопатки н.а. № 10, при всех вариантах рассогласования двойная амплитуда пульсации приведенного момента имеет максимальное значение по сравнению с турбинным и насосным режимами и достигает $M'_{ID} = 5,5$ Н·м. Максимальное значение M'_{ID} имеет тенденцию к смещению, в зависимости от поворота рассогласованной лопатки. Так при $a_{0AC} = 0,5 - 10$ мм максимальное значение M'_{ID} зафиксировано на открытии н.а. $a_0 = 10$ мм и равно 4,5 Н·м; при $a_{0AC} = 20 - 30$ мм

максимум динамического момента смещается на открытие н.а. $a_0 = 50$ мм и достигает 5,5 Н·м; при $a_{0AC} = 40 - 50$ мм максимальное значение M'_{ID} смещается на открытие $a_0 = 30$ мм, достигая 4 Н·м.

По результатам испытаний построен ряд четырехквadrантных характеристик динамической составляющей на лопатке № 11 при разной величине рассогласования, которые представлены на рис. 5 – 7. Изменение динамической составляющей момента на рассогласованной лопатке н.а. № 11 в турбинном режиме существенным образом зависит от приведенных оборотов n'_1 . В зоне оптимальной работы натурной гидромашин минимальные значения пульсирующей составляющей приведенного момента зависят от угла поворота рассогласованной лопатки. Так при $a_{0AC} = 10 - 40$ мм значение $M'_{ID} = 0,1$ Н·м, а при $a_{0AC} = 0,5; 50$ мм $M'_{ID} = 0,2$ Н·м. С удалением от зоны оптимума в турбинном режиме до $n'_1 = 0$ динамическая составляющая M'_{ID} увеличивается и принимает значение 5 Н·м при $a_{0AC} = 0,5$ мм и максимальном расходе. Пульсирующая составляющая момента в насосном режиме на этой лопатке так же существенно зависит от n'_1 .

Минимальное значение динамической составляющей момента находится в зоне оптимальной работы натурной гидромашин и равно $M'_{ID} = 0,1$ Н·м при $a_{0AC} = 10$ мм.

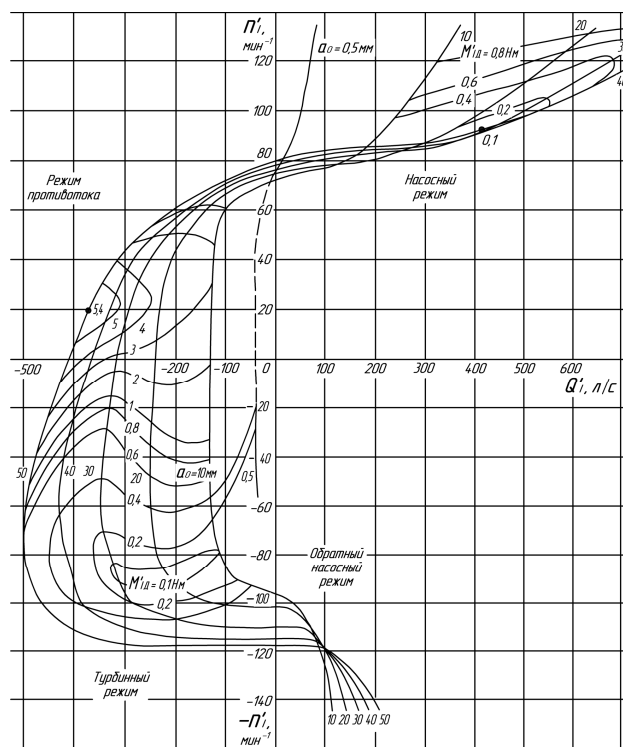


Рис. 5 – Четырехквadrантная характеристика динамической составляющей момента гидромашин ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{AC} = 10$ мм

Максимальное значение момента M'_{ID} зависит от угла рассогласования. Так при $a_{0AC} = 0,5$ мм динамическая составляющая приведенного момента равна $M'_{ID} = 0,5$ Н·м.

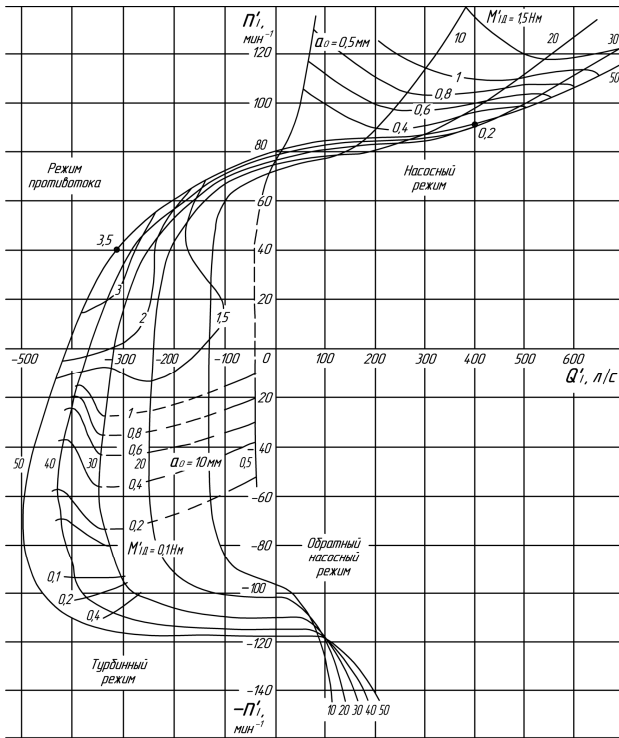


Рис. 6 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{0AC} = 30$ мм

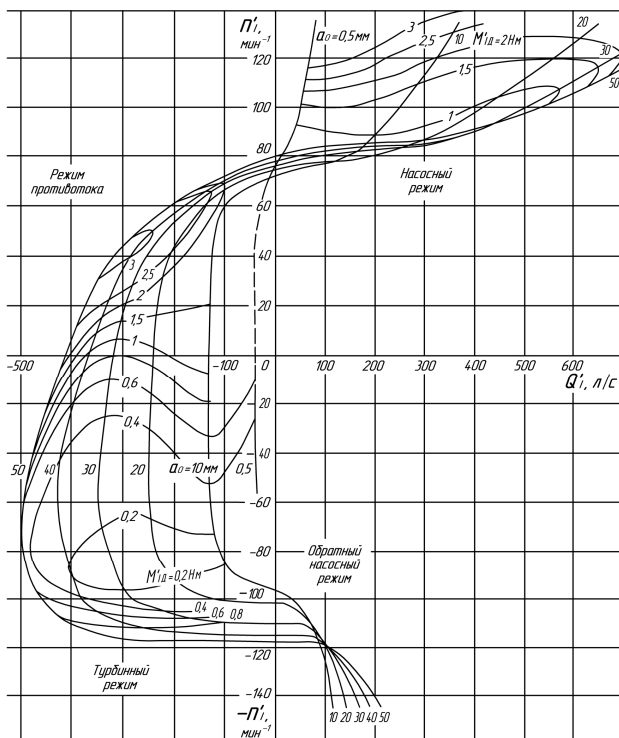


Рис. 7 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 11 при $a_{0AC} = 50$ мм

С дальнейшим увеличением угла рассогласования до $a_{0AC} = 50$ мм динамическая составляющая момента возрастает и на открытии лопаток н.а. $a_0 = 0,5$ мм достигает значения $M'_{ID} = 3$ Н·м.

На режиме прототока динамическая составляющая момента M'_{ID} заметно выше, чем в турбинном и насосном режимах.

Максимальные значения M'_{ID} при всех углах рассогласования были зафиксированы на открытии н.а. $a_0 = 50$ мм. С изменением угла поворота рассогласованной лопатки максимальные значения динамической составляющей приведенного момента достигали следующих величин: при $a_{0AC} = 0,5$ мм $M'_{ID} = 6$ Н·м; при $a_{0AC} = 10$ мм $M'_{ID} = 5,4$ Н·м; при $a_{0AC} = 20$ мм $M'_{ID} = 7$ Н·м; при $a_{0AC} = 30 - 50$ мм $M'_{ID} \approx 3$ Н·м.

Для лопатки н.а. № 12 в турбинном режиме изменение динамической составляющей приведенного момента M'_{ID} в большой мере зависит от n'_1 (см. рис. 8).

Минимальное значение пульсаций момента M'_{ID} на открытиях $a_{0AC} = 0,5 - 30$ мм равно 0,1 Н·м; при открытиях рассогласованной лопатки $a_{0AC} = 40 - 50$ мм $M'_{ID} = 0,2$ Н·м.

С уменьшением приведенных оборотов в турбинном режиме пульсация момента M'_{ID} увеличивается и с изменением угла рассогласованной лопатки от 0,5 до 50 мм достигает значений от 2 до 5 Н·м соответственно.

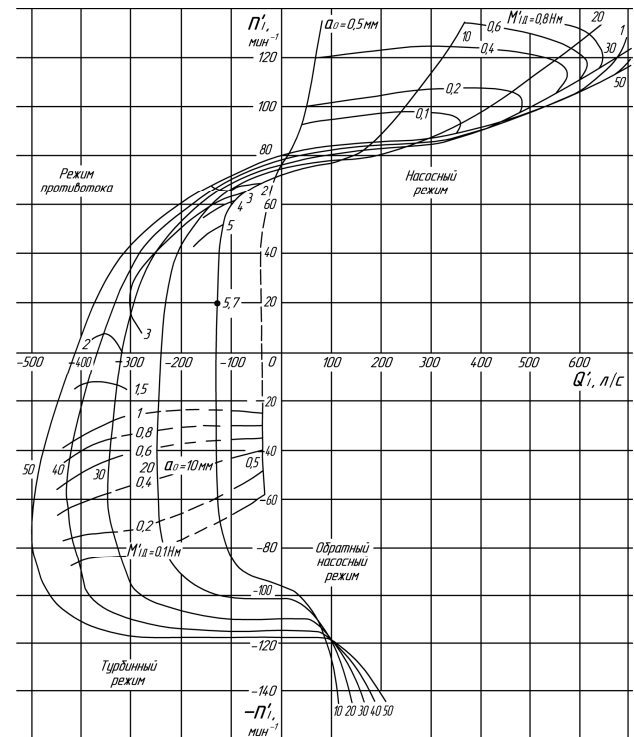


Рис. 8 – Четырехквadrantная характеристика динамической составляющей момента гидромашины ОРО 170/5217-50 для лопатки н.а. № 12 при $a_{0AC} = 30$ мм

В насосном режиме изменение динамической составляющей момента зависит от изменения n'_1 . Минимальное значение пульсаций момент M'_{ID} принимает в зоне работы натурной гидромашины и равно 0,1 Н·м для открытий $a_{0AC} = 20-40$ мм.

Максимум двойной амплитуды приведенного момента на лопатке н.а. не зависит от угла поворота рассогласования и достигает на $a_0 = 50$ мм

$M'_{1д} = 2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Зона противотока характеризуется наибольшими значениями динамической составляющей приведенного момента по сравнению с турбинным и насосным режимами. Максимум $M'_{1д}$ расположен для этой лопатки на открытии н.а. $a_0 = 10 \text{ мм}$ и $n'_1 = 20 \text{ мин}^{-1}$ при всех a_{0AC} . Увеличение угла рассогласования лопатки н.а. приводит к росту динамической составляющей крутящего момента. Так, с изменением положения рассогласования от 0,5 до 50 мм максимальное значение динамической составляющей приведенного момента увеличивается от 4 Н·м до 7,8 Н·м.

Анализ частот свидетельствует, что спектр частот пульсаций момента при рассогласовании идентичен спектру частот для н.а. с согласованными лопатками. Следует отметить, что на ряде режимов при рассогласованной лопатке н.а. зафиксированы частоты $0,5f_{\text{ЛОП}}$ с меньшими амплитудами, чем при согласованной работе лопаток.

Выводы. На основе вышеизложенного анализа следует отметить:

- в турбинном и насосном режимах рассогласованная лопатка оказывает незначительные изменения момента $M'_{1д}$ в зоне работы натурной гидромашин на лопатки н.а. №№ 10, 12, где он равен $M'_{1д} = 0,1 - 0,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- изменение пульсации приведенного момента ощутимо на рассогласованной лопатке в зоне работы натурной гидромашин в насосном и турбинном режимах и с изменением величины рассогласования $a_{0AC} = 0,5 - 50 \text{ мм}$ увеличивается с 0,1 до 1 Н·м;

- наиболее неблагоприятным из рассмотренных является режим противотока, здесь максимальное значение пульсации момента было отмечено на лопатке н.а. № 12 – $M'_{1д} = 7,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

- при рассогласовании одной из лопаток н.а. при работе в насосном и турбинном режимах уровень динамических нагрузок на соседних лопатках н.а. не превышает допустимых значений, которые могли бы привести к их поломке;

- при работе гидромашин на переходных режимах, при рассогласовании одной из лопаток н.а., система автоматики гидромашин должна обеспечить быстрое срабатывание аварийных затворов, иначе значительные динамические нагрузки на смежных лопатках могут привести к поломке всех лопаток н.а.

Список литературы

1. Робук Н. Н. Исследования нестационарных явлений на модели обратной гидромашин Киевской ГАЭС / Н. Н. Робук, И. С. Веремеенко, Н. Г. Трampfольская. – М.: Гидротехн. стр-во, 1974. – № 3. – С. 39–40.
2. Мищенко Б. И. Результаты натурных испытаний насос-турбин типа РОНТ-18 / Б. И. Мищенко, Л. Я. Моргулис, Э. Д. Серебренников. – М.: Энергомашиностроение, 1975. – № 7. – С. 45–50.
3. Поташник С. И. Особенности эксплуатации обратимых агрегатов Киевской ГАЭС / С. И. Поташник – ВНИИГидропроект. Сб. научн. тр. – 1984. – № 92. – С. 93–101.
4. Завьялов П. С. Экспериментальные исследования пульсаций

давлений в проточной части и моментов на лопатках направляющего аппарата обратной гидромашин / П. С. Завьялов, Ю. И. Федулов, В. М. Дедков и др. // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1985. – № 19. – С. 27–34.

5. Завьялов П. С. О методике расчетно-экспериментальных исследований пульсаций момента на лопатке направляющего аппарата обратной гидромашин в насосном режиме / П. С. Завьялов, В. Д. Жиленко // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1987. – № 21. – С. 34–40.
6. Завьялов П. С. Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата обратной гидромашин / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 45. – С. 64–68.
7. Завьялов П. С. Исследование пульсаций давления в насосном режиме обратной гидромашин в зоне направляющего аппарата / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков // Вестн. Харьк. политехн. ин-та. Сер.: Гидравлические машины. – 1987. – № 26. – С. 90–96.
8. Владиславлев Л. А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Л. А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 175 с.
9. Grin H. Hydraulic torque on misaligned guide vanes / H. Grin, P. Bachmann // "Water Power and Dam Constr.", 1976. – № 2. – vol. 28. – S. 37–40.
10. Flodl G. Untersuchung der Leitschauflschwungen einer reversiblen pumpturbine durch messungen an Model und Grosanlage / G. Flodl, F. Strohmmer // "Osterr. Ing.", 1979. – № 2. – vol. 22. – S. 46–51.

References (transliterated)

1. Robuk, N. N., I. S. Veremeenko, and N. G. Trampolskaya. "Issledovaniya nestatsionarnykh yavleniy na modeli obratimoy gidromashiny Kievskoy GAES." *Gidrotehn. str-vo* 3 (1974): 39–40. Print.
2. Mischenko, B. I., L. Y. Morgulis, and E. D. Serebrenikov. "Rezultatyi naturnykh ispytaniy nasos-turbin tipa RONT-18." *Energo-mashinostroenie* 7 (1975): 45–50. Print.
3. Potashnik, S. I. "Osobennosti ekspluatatsii obratimyykh agregatov Kievskoy GAES." *VNIIGidroproekt*. No. 92. 1984. 93–101. Print.
4. Zavyalov, P. S., Y. I. Fedulov, and V. M. Dedkov. "Eksperimentalnyie issledovaniya pulsatsiy davleniy v protochnoy chasti i momentov na lopatkah napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 19. 1985. 27–34. Print.
5. Zavyalov, P. S., and V. D. Zhilenko. "O metodike raschetno-eksperimentalnykh issledovaniy pulsatsiy momenta na lopatke napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny v nasosnom rezhime." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 21. 1987. 34–40. Print.
6. Zavyalov, P. S., and Y. M. Kuhtenkov. "Eksperimentalnoe issledovanie krutjshch momentov na lopatkah napravlyayushchego apparata obratimoy gidromashiny." *Visnyk NTU "KhPI"*. Ser.: *Gidravlicheskie mashiny i gidroagregati*. No. 45 (1154) Kharkiv: NTU "HPI", 2015. 64–68. Print.
7. Zavyalov, P. S., and Y. M. Kuhtenkov. "Issledovaniya pulsatsiy davleniy v nasosnom rezhime obratimoy gidromashiny v zone napravlyayushchego apparata." *Vestn. Khar'k. politekhn. in-ta. Ser.: Gidravlicheskie mashiny*. No. 26. 1992. 90–96. Print.
8. Vladislavlev, L. A. *Vibratsiy gidroagregatov gidroelektricheskikh stantsiy*. Moscow: Energiy, 1972. Print.
9. Grin, H., and P. Bachmann. "Hydraulic torque on misaligned guide vanes." *Water Power and Dam Constr.* 2.28 (1976): 37–40. Print.
10. Flodl, G., and F. Strohmmer. "Untersuchung der Leitschauflschwungen einer reversiblen pumpturbine durch messungen an Model und Grosanlage." *Osterr. Ing.* 2.22 (1979): 46–51. Print.

Поступила (received) 13.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании для обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 43–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Экспериментальные исследования крутящих моментов на лопатках направляющего аппарата при их рассогласовании для обратимой гидромашины / П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков, Е. Н. Цента // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХПІ», 2017. – № 22 (1244). – С. 43–48. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2411-3441.

Experimental researches of torques moments on the vanes of wicket gate at their mismatch for reversible hydraulic machine / Zavialov P. S., Kukhtenkov Yu. M., Tsenta E. N. // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No 22 (1244). – P. 43–48. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зав'ялов Павло Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Завьялов Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Zavialov Pavel Sergeevych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of "Hydraulic machines"; tel.: (095) 156-44-59; e-mail: zavialov.ps@gmail.com.ua.

Кухтенков Юрій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Кухтенков Юрий Михайлович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Kukhtenkov Yurii Michaylovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department "Hydraulic machines"; tel.: (050) 30-30-629; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

Цента Євген Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Цента Евгений Николаевич – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», ассистент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Tsenta Evgeniy Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines"; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.