

Научная статья
УДК 621.226.5

Результаты анализа работы узла щелевых уплотнений гидротрансформатора

Сергей Алексеевич Ерусланкин¹, Полина Васильевна Ерусланкина²,
Александр Николаевич Сова³

^{1,2,3}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹EruslankinSA@mail.ru

²Polinafursova@yandex.ru

³Slsova@mail.ru

Аннотация. В статье представлен анализ работы двухкаскадного узла щелевых уплотнений круга циркуляции экспериментального гидротрансформатора УЗ58012ВМ. На основании проведенного теоретического анализа были выбраны оптимальные размеры щелей двухкаскадного уплотнительного узла, гарантирующие его надежную работу, а также оптимальный размер сливного отверстия. В работе на основе расчета влияния конструктивных параметров двухкаскадного уплотнительного узла выявлено, что величина статического напора подпитки в круге циркуляции существенно зависит от соотношения размеров щелей насосного и турбинного валов первого каскада, а также зависит от режима работы гидротрансформатора, кроме того желательно, что бы при конструировании уплотнительного узла по двухкаскадной схеме радиальный зазор в щели на насосном валу был больше зазора на турбинном валу.

Ключевые слова: гидротрансформатор, экспериментальные исследования гидротрансформатора, двухкаскадные щелевые уплотнения, гидродинамическая передача, долговечность гидротрансформаторов.

Для цитирования: Ерусланкин С.А., Ерусланкина П.В., Сова А.Н. Результаты анализа работы узла щелевых уплотнений гидротрансформатора // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2023. №4 (38).

Original article

Results of the analysis of the operation of the torque converter gap seal assembly

Sergei A. Eruslankin¹, Polina V. Eruslankina², Aleksandr N. Sova³

^{1,2,3}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

¹EruslankinSA@mail.ru

²Polinafursova@yandex.ru

³Slsova@mail.ru

Abstract. The article presents an analysis of the operation of the two-stage slot seal assembly of the circulation circle of the experimental U358012VM torque converter. Based on the theoretical analysis, the optimal sizes of the slots of the two-cascade sealing unit were selected, guaranteeing its reliable operation, as well as the optimal size of the drain hole. In the work, based on the calculation of the influence of the design parameters of a two-stage sealing unit, it was revealed that the magnitude of the static pressure of the make-up in the circulation circle significantly depends on the ratio of the sizes of the slots of the pump and turbine shafts of the first cascade, and also depends on the operating mode of the torque converter; in addition, it is desirable that when designing the sealing unit according to a two-stage scheme, the radial clearance in the slot on the pump shaft was greater than the clearance on the turbine shaft.

Keywords: torque converter, experimental studies of torque converter, two-stage slot seals, hydrodynamic transmission, durability of torque converters.

For citation: Eruslankin S.A., Eruslankina P.V., Sova A.N. Results of the analysis of the operation of the torque converter gap seal assembly. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2023. №4 (38).

Введение

Известно, что долговечность гидротрансформаторов в основном определяется долговечностью таких его узлов как муфта свободного хода, подшипников ведущей и ведомой частей и контактных уплотнений. Поэтому при создании гидротрансформаторов повышенной долговечности особое внимание должно быть уделено конструкции отмеченных узлов.

При разработке уплотнительного узла для гидротрансформаторов, и в частности для экспериментального гидротрансформатора U358012BM, в продолжение работы по отработке различных конструкций гидротрансформаторов, была поставлена следующая задача: при использовании лабиринтных или щелевых бесконтактных уплотнений значительно увеличить герметичность круга циркуляции и вместе с тем уменьшить утечки рабочей жидкости в корпус гидротрансформатора по сравнению с имеющимися в настоящее время гидротрансформаторами с лабиринтными уплотнениями круга циркуляции [1].

Для решения поставленной задачи бесконтактные уплотнения на насосном и турбинном валах выполняются в виде двух последовательных

ступеней, а каналы для отвода рабочей жидкости подпитки из круга циркуляции располагаются между этими ступенями (рис. 1). Таким образом, в предлагаемой конструкции через первые ступени бесконтактных уплотнений (δ_{H1} и δ_{T1}) проходит весь расход подпитки. Поэтому на первых ступенях срабатывается значительный статический напор. Это, в свою очередь, приводит к тому, что, во-первых, создается необходимое давление подпитки в круге циркуляции, во-вторых, статическое давление в камере за первыми ступенями получается значительно ниже, чем в круге циркуляции. После первых ступеней уплотнительного узла большая часть рабочей жидкости – через специальные каналы отводится в бак [2].

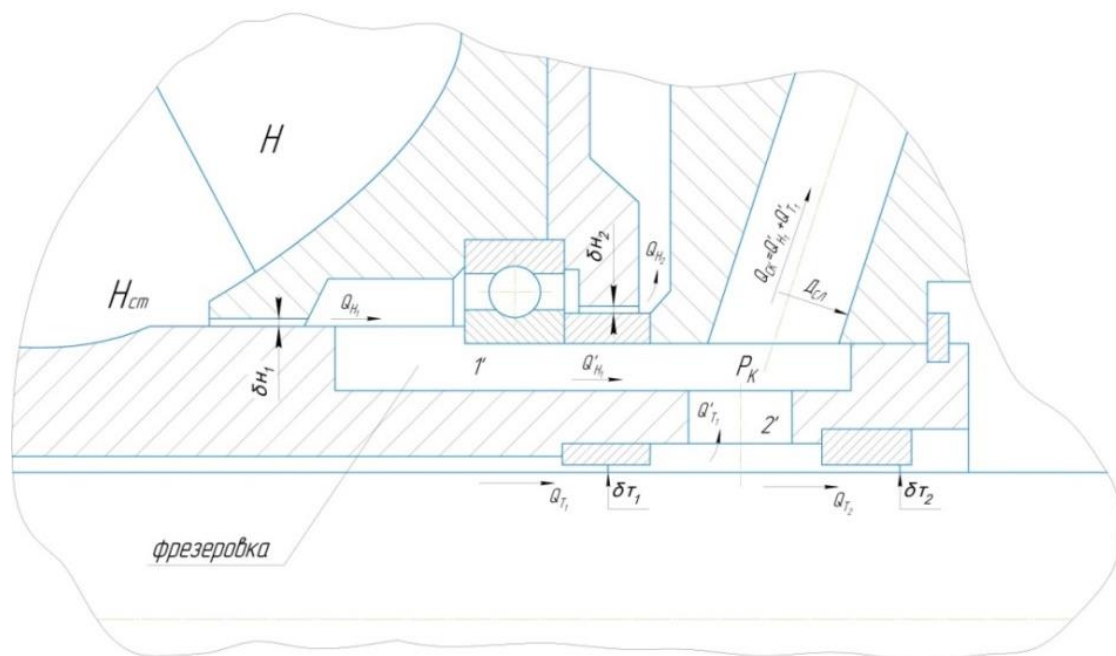


Рис. 1. Конструкция уплотнительного узла круга циркуляции испытуемого гидротрансформатора

Вторые ступени уплотнительного узла (δ_{H2} и δ_{T2}) предназначены лишь для ограничения утечек рабочей жидкости в корпус гидротрансформатора (Q_{H2} и Q_{T2}). А так как в камере между первыми и вторыми ступенями бесконтактных уплотнений статическое давление (P_K) значительно ниже, чем в круге циркуляции, то эти утечки получаются незначительными.

Расчет влияния конструктивных параметров двухкаскадного уплотнительного узла

Определим влияние различных конструктивных параметров двухкаскадного уплотнительного узла (δ_{H1} ; δ_{T1} ; δ_{H2} ; δ_{T2} ; $D_{сл}$; $\ell_{щ}$) на величину статического давления в круге циркуляции и величину утечек в корпус. Расчет будем вести в относительных величинах.

Запишем величину расхода подпитки через первый каскад уплотнительного узла. Как было показано выше через первый каскад проходит полный расход подпитки (будем рассматривать работу гидротрансформатора без жиклеров)

$$Q_{\Pi} = Q_{H1} + Q_{T1}, \quad (1)$$

где Q_{Π} – полный расход подпитки;

Q_{H1} и Q_{T1} – расходы соответственно через I каскад на насосном и турбинном валах.

Используем зависимость для расчета расхода через щель

$$\begin{cases} Q_{H1} = \mu_{H1} f_{H1} \sqrt{2g(H_{СТ} - H_k)} \\ Q_{T1} = \mu_{T1} f_{T1} \sqrt{2g(H_{СТ} - H_k \Delta h_p)} \end{cases} \quad (2)$$

в этих выражениях и в дальнейшем μ – коэффициент расхода щели, f – площадь сечения щели, g – ускорение силы тяжести, $H_{СТ}$ – статический напор в круге циркуляции, H_k – статический напор в камере между 1 и 2 каскадами уплотнительного узла, Δh_p – статическая составляющая потерь в реакторе, приведенная к оси гидротрансформатора.

Преобразуем уравнения (2) и (3)

$$\frac{Q_{H1}^2}{2g\mu_{H1}^2 f_{H1}^2} = H_{СТ} - H_k \quad (4)$$

$$\frac{Q_{T1}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} - \Delta h_p = H_{СТ} - H_k \quad (5)$$

Приравнивая левые части уравнений (4) и (5), получим

$$\frac{Q_{H1}^2}{2g\mu_{H1}^2 f_{H1}^2} - \frac{Q_{T1}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} + \Delta h_p = 0 \quad (6)$$

Обозначим $\alpha = \frac{Q_{T1}}{Q_{\Pi}}$

Тогда из уравнения (1) получим

$$Q_{H1} = Q_{\Pi}(1 - \alpha) \quad (7)$$

$$Q_{T1} = \alpha Q_{\Pi}, \quad (8)$$

Подставим выражения (7) и (8) в уравнение (6) и произведем преобразования

$$\begin{aligned} \frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{H1}^2 f_{H1}^2} - \frac{\alpha^2 Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} + \Delta h_p &= 0 \\ 1 - 2\alpha + \alpha^2 - \alpha^2 \frac{\mu_{H1}^2 f_{H1}^2}{\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} + \frac{2g\mu_{H1}^2 f_{H1}^2}{Q_{\Pi}^2} \Delta h_p &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Величина $\frac{\mu_{H1} f_{H1}}{\mu_{T1} f_{T1}}$ – характеризует отношение сопротивлений уплотнительных щелей 1 каскада. Обозначим эту величину

$$\beta = \frac{\mu_{H1} f_{H1}}{\mu_{T1} f_{T1}} \quad (10)$$

Если $\mu_{H1} = \mu_{T1}$, то $\beta = \frac{\delta_{H1}}{\delta_{T1}}$

где δ_{H1} и δ_{T1} – соответственно зазоры в уплотнительных щелях на насосном и турбинном валах.

С учетом выражения (10) уравнение (9) примет вид

$$1 - 2\alpha + \alpha^2(1 - \beta^2) + \frac{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2 \beta^2}{Q_{\Pi}^2} \Delta h_p \quad (11)$$

Величина $\frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2}$ – представляет собой теоретическую величину перепада статического напора на 1-ой турбинной уплотнительной щели при условии, что через эту щель проходит полный расход подпитки Q_{Π} .

Обозначим

$$H_o = \frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} \quad (12)$$

тогда уравнение (11) можно записать следующим образом

$$\alpha^2(1 - \beta^2) - 2\alpha + 1 + \frac{\Delta h_p}{H_o} \beta^2 = 0 \quad (13)$$

Полученное уравнение (13) представляет собой полное квадратное уравнение относительно α

$$\alpha = \frac{2 \pm \sqrt{4 - 4(1 - \beta^2) \left(\frac{\Delta h_p}{H_o} \beta^2 + 1 \right)}}{2(1 - \beta^2)} = \frac{1 \pm \sqrt{\frac{\Delta h_p}{H_o} \beta^2 (\beta^2 - 1) + \beta^2}}{1 - \beta^2} \quad (14)$$

Уравнение имеет смысл при $\beta \neq 1$.

Выражение для α при $\beta = 1$ найдем из уравнения (13)

$$\alpha = \frac{1 + \frac{\Delta h_p}{H_o}}{2} \quad (15)$$

Полученные зависимости (14) и (15) представляют в относительных величинах характер распределения расхода подпитки по щелям 1-го каскада в зависимости от сопротивления этих щелей, в зависимости от оборотов ведущего вала гидротрансформатора n_1 и режима работы i [3].

Действительно, в уравнения (14) и (15) входит величина Δh_p , которая изменяется при изменении n_1 и i . Причем для оптимального режима можно принять $\Delta h_p \approx 0$.

Тогда величина α в этом режиме будет функцией только β и i .

Теоретически величину $\Delta h_p = f(i)$ до подсчитать достаточно сложно и поэтому при анализе уравнений (14) и (15) используем экспериментальные зависимости $\Delta h_p = f(i)$, полученные ранее.

Чтобы вычислить α по уравнениям (14) и (15), не обходимо определить величину H_o .

$$H_o = \frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2};$$

В этом выражении

$$\mu_{T1} = \frac{1}{\sqrt{\zeta + \frac{\lambda \ell_{T1}}{2\delta_{T1}}}} \quad (16)$$

где ζ – суммарный коэффициент потерь на входе и выводе из щели можно принять $\zeta = 1,5$;

λ – коэффициент трения, величина которого зависит от числа R_e .

Как известно для труб число R_e определяется как:

$$R_e = \frac{V_{\text{ср}} D}{\nu}$$

где $V_{\text{ср}}$ – средняя скорость в трубе, D – диаметр трубы, ν – кинематический коэффициент вязкости.

Выразим D через гидравлический радиус R_z

$$R_z = \frac{\pi D^2}{4\pi D} = \frac{D}{4} \quad \text{или} \quad D = 4R_z$$

Тогда выражение (17) можно записать

$$R_e = \frac{V_{\text{ср}} \cdot 4R_z}{\nu} \quad (17)$$

Вычислим R_z и $V_{\text{ср}}$ для кольцевой щели

$$R_z = \frac{\pi D \delta}{2\pi D} = \frac{\delta}{2} \quad (18)$$

здесь D – средний диаметр щели.

$$V_{\text{ср}} = \frac{Q}{\pi D \delta}$$

где Q – расход через щель.

Таким образом, окончательно выражение (17) для кольцевой щели запишется

$$R_e = \frac{4Q \cdot \delta}{\pi D \delta \cdot 2 \cdot \nu} = \frac{2Q}{\pi D \nu} \quad (19)$$

Для гидротрансформатора УЗ58012ВМ:

$$Q_{\text{п}} = \frac{120 \text{ л}}{\text{мин}} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{сек};$$

$$\ell_{\text{Т1}} = 20 \text{ мм}$$

$$\nu = 6 \text{ сет (при } t = 90^\circ\text{C); } D_{\text{Т1}} = 100 \text{ мм}$$

Подставим эти величины в выражение (19)

$$R_e = \frac{2Q_{\text{п}}}{\pi D_{\text{Т1}} \cdot \nu} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 2 \cdot 10^{-6}} = 2200$$

$R_e = 2200$ – соответствует ламинарному течению, для которого коэффициент трения λ может быть подсчитан по формуле

$$\lambda = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{2200} = 0,03$$

Вычислим μ_{T1} по уравнению (16) и H_o по уравнению (12), при этом зазор в щели δ_{T1} назначим минимально возможным из технологических соображений $\delta_{T1} = 0,15$ мм.

$$\text{Получим } \mu_{T1} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,03 \cdot 20}{2 \cdot 0,15}}} = \frac{1}{\sqrt{3,5}} = 0,535$$

$$H_o = \frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,535^2 \cdot 3,14^2 \cdot 100^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,535^2 \cdot 10^{-6}} = 310 \text{ м}$$

Таким образом, все величины, входящие в уравнения (14) и (15) найдены.

На рисунке 2 представлена зависимость $\alpha = f(\beta)$ стопового и оптимального режимов работы гидротрансформатора.

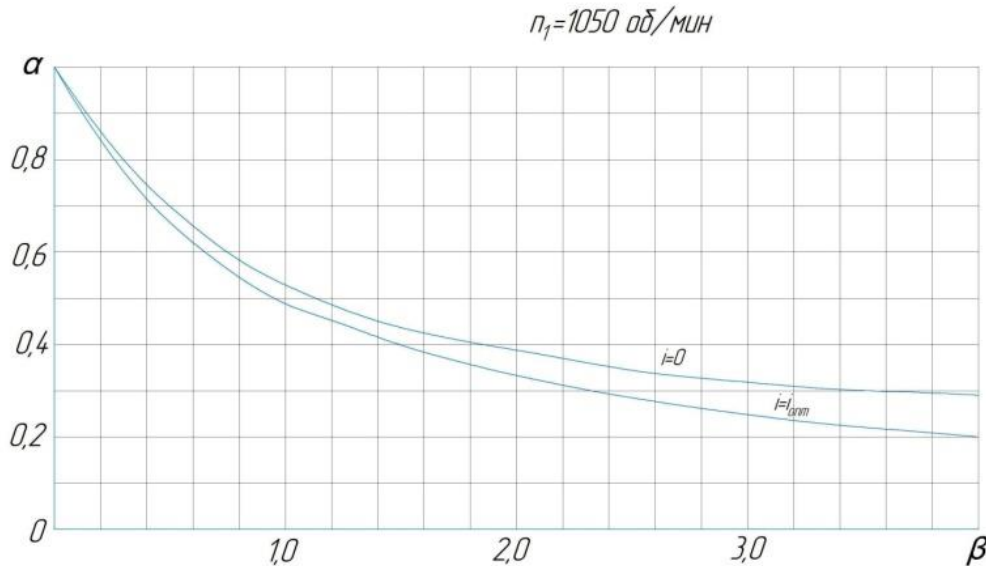


Рис. 2. Зависимость $\alpha = f(\beta)$ стопового и оптимального режимов работы гидротрансформатора

На рисунках 3 и 4 представлены зависимости $\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}} = f(\beta)$ и $\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}} = f(i)$,

где отношение $\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}}$ может быть выражено через α следующим образом:

$$\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}} = \frac{\alpha Q_{\Pi}}{(1-\alpha)Q_{\Pi}} = \frac{\alpha}{1-\alpha} \quad (20)$$

$n_1 = 1050 \text{ об/мин}$

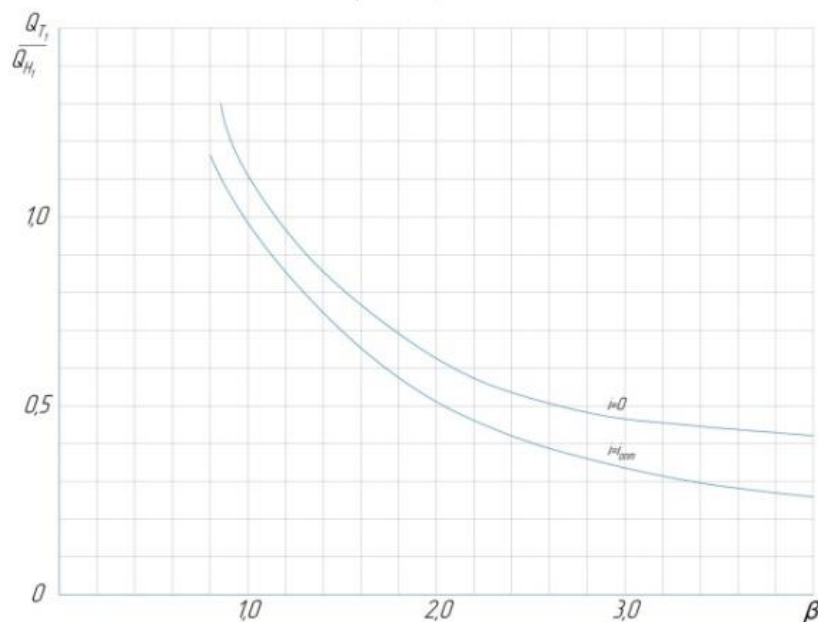


Рис. 3. Зависимость $\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}} = f(\beta)$ стопового и оптимального режимов работы гидротрансформатора

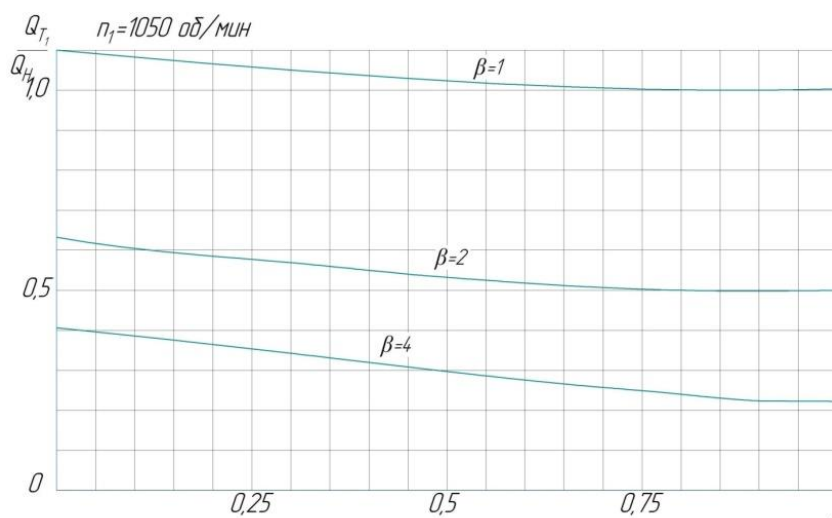


Рис. 4. Зависимость $\frac{Q_{T1}}{Q_{H1}} = f(i)$ стопового и оптимального режимов работы гидротрансформатора

Значительный интерес представляет исследование влияния размеров щелей двухкаскадного уплотнительного узла и режима работы гидротрансформатора на статический напор подпитки в круге циркуляции.

Чтобы найти интересующие нас зависимости, используем равенства (5), (8) и (12)

$$\begin{cases} \frac{Q_{T1}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} - \Delta h_P = H_{ст} - H_k \\ Q_{T1} = \alpha Q_{\Pi} \\ H_O = \frac{Q_{\Pi}^2}{2g\mu_{T1}^2 f_{T1}^2} \end{cases}$$

Решая эту систему уравнений, получим

$$\alpha^2 - \frac{\Delta h_P}{H_O} = \frac{H_{ст} - H_k}{H_O} \quad (21)$$

Подставляя в уравнение (21) выражение для α из уравнений (14) и (15), будем иметь

$$\left[\frac{1 + \sqrt{\frac{\Delta h_P}{H_O} \beta^2 (\beta^2 - 1) + \beta^2}}{1 - \beta^2} \right]^2 - \frac{\Delta h_P}{H_O} = \frac{H_{ст} - H_k}{H_O}; \quad (\beta \neq 1) \quad (22)$$

$$\left(\frac{1 + \frac{\Delta h_P}{H_O}}{2} \right)^2 - \frac{\Delta h_P}{H_O} = \frac{H_{ст} - H_k}{H_O}; \quad (\beta = 1) \quad (23)$$

Правая часть уравнений (22) и (23) представляет собой относительный перепад статического напора на правой уплотнительной щели насосного колеса.

Полученные уравнения (22) и (23) фактически выражают характер изменения статического напора подпитки $H_{ст}$ в зависимости от размеров щелей и режима работы гидротрансформатора i (рис.5 и 6).

Величина утечек в корпус гидротрансформатора через второй каскад (кроме размеров щелей и отводных каналов) определяется величиной статического напора в камере H_k между первым и вторым каскадом [4].

Найдем связь величины H_k с расходом подпитки Q_{Π} и размерами щелей и отводных каналов. Запишем баланс расходов:

$$Q_{\Pi} = Q_{сл} + Q_{H2} + Q_{T2} \quad (24)$$

где $Q_{сл}$ – расход через сливные каналы гидротрансформатора, $Q_{Н2}$ – расход через второй каскад на насосном валу, $Q_{Т2}$ – расход через второй каскад на турбинном валу.

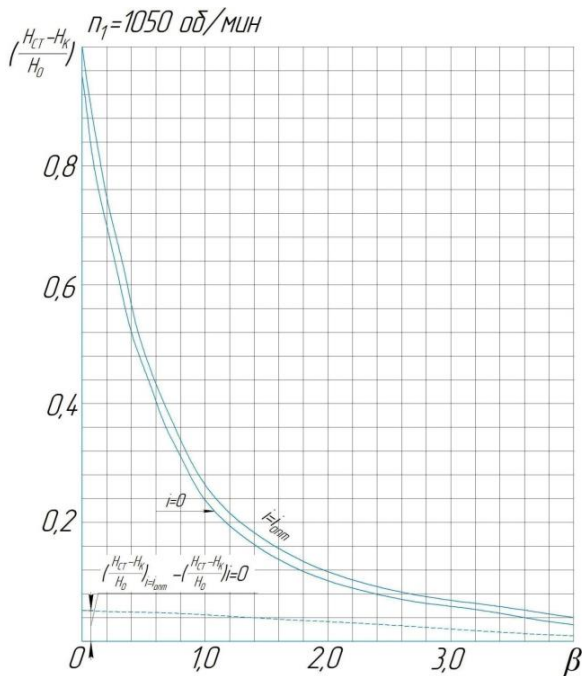


Рис. 5 Влияние размеров щелей двухкаскадного уплотнительного узла и режима работы гидротрансформатора на статический напор подпитки в круге циркуляции

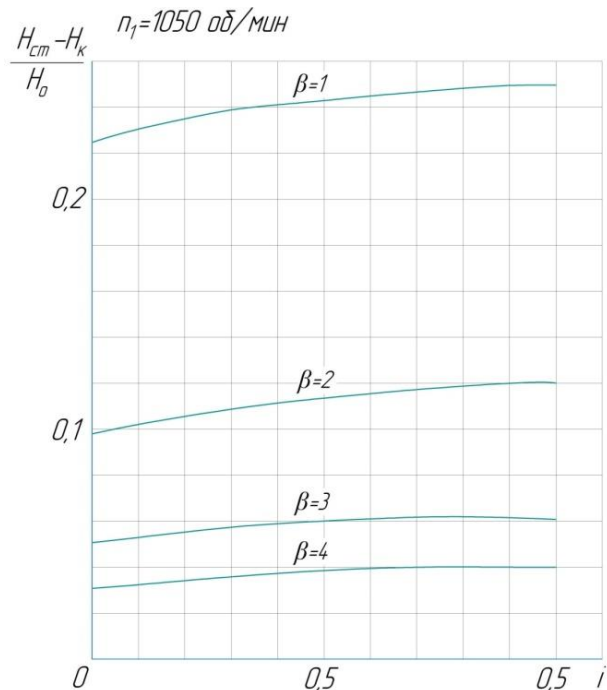


Рис. 6 Характер изменения статического напора подпитки в зависимости от размеров щелей и режима работы гидротрансформатора i

Выразим величины расходов, входящих в уравнение (24), через размеры щелей и отводных каналов

$$\begin{cases} Q_{Н2} = \mu_{Н2} f_{Н2} \sqrt{2gH_k} \\ Q_{Т2} = \mu_{Т2} f_{Т2} \sqrt{2gH_k} \\ Q_{сл} = \mu_{сл2} f_{сл} \sqrt{2gH_k} \end{cases}$$

Подставим эти выражения в уравнение (24), получим

$$Q_{П} = \sqrt{2gH_k} (\mu_{Н2} f_{Н2} + \mu_{Т2} f_{Т2} + \mu_{сл2} f_{сл}) \quad (28)$$

или

$$H_k = \frac{Q_{П}^2}{2g(\mu_{Н2} f_{Н2} + \mu_{Т2} f_{Т2} + \mu_{сл2} f_{сл})^2} \quad (28)$$

Из уравнения (28) видно, что величина H_k не зависит от величины напора подпитки $H_{ст}$ и размеров щелей первого каскада, а определяется только расходом подпитки $Q_{п}$, размерами щелей второго каскада и размерами сливного канала.

Чтобы найти соотношение расходов, сливаемого в корпус гидротрансформатора через щели второго каскада и отводимого через сливные каналы в бак, режим совместно уравнения (27) и (28) при этом отношение

$\frac{Q_{сл}}{Q_{п}}$ обозначим q

$$q = \frac{Q_{сл}}{Q_{п}} \quad (29)$$

Из уравнений (27) и (28) с учетом (29) получим:

$$q = \frac{\mu_{сл} f_{сл}}{\mu_{H_2} f_{H_2} + \mu_{T_2} f_{T_2} + \mu_{сл} f_{сл}} \quad (30)$$

Если принять

$$\begin{aligned} \mu_{сл} &\approx \mu_{H_2} \approx \mu_{T_2} \\ f_{T_2} &\approx f_{H_2} = D \delta_2 \pi \end{aligned}$$

где D – средний диаметр щели;

δ_2 – радиальный зазор в щели второго каскада, то уравнение (30) будет иметь вид:

$$q = \frac{\pi D_{сл}^2}{4 \left(2D \delta_2 \pi + \frac{\pi D_{сл}^2}{4} \right)} = \frac{D_{сл}^2}{8D \delta_2 + D_{сл}^2} \quad (31)$$

где $D_{сл}$ – диаметр сливного отверстия для отвода рабочей жидкости в маслобак.

Графические зависимости $q = f(\delta_2)$ и $q = f(D_{сл})$ представлены на рис. 7 и 8.

Величина утечек в корпус гидротрансформатора будет характеризоваться величиной

$$q_{ут} = (1 - q) \quad (32)$$

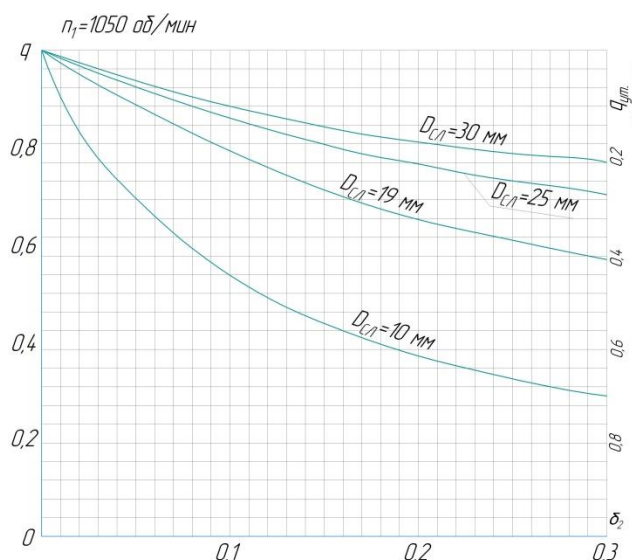


Рис. 7. Графические зависимости расхода от диаметра сливного отверстия $q = f(D_{\text{сл}})$

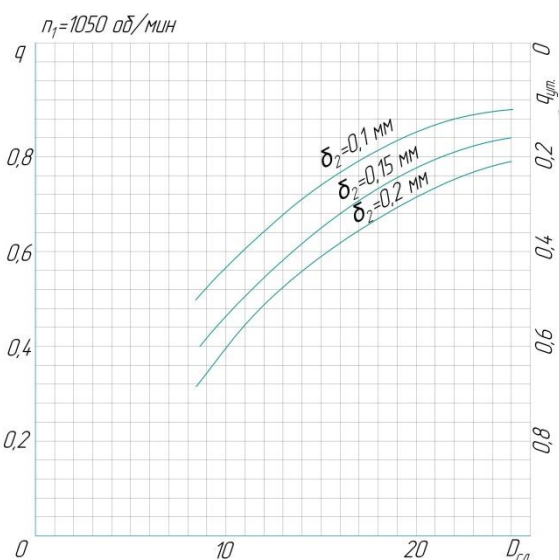


Рис. 8. Графические зависимости расхода от диаметра сливного отверстия и радиального зазора в щели второго каскада $q = f(\delta_2)$

Выводы

На основании проведенных теоретических исследований можно сделать следующие выводы.

1. На величину утечек в корпус $q_{\text{ут}} = (1 - q)$ существенное влияние оказывают зазор в щелях второго каскада δ_2 и диаметр сливного отверстия $D_{\text{сл}}$ (рис. 7 и 8.).

Таким образом, при конструировании двухкаскадного узла необходимо стремиться назначать минимально возможные из технологических соображений радиальные зазоры во втором каскаде, а длину щелей делать по возможности больше.

2. Из рисунков 5 и 6 видно, что величина статического напора подпитки в круге циркуляции существенно зависит от соотношения размеров щелей насосного и турбинного валов первого каскада, а также зависит от режима работы гидротрансформатора i .

Для двухкаскадной схемы (рис. 5, 6), изменение $H_{\text{ст}}$ при изменении i незначительно. Причем, чем больше β , тем меньше $H_{\text{ст}}$ зависит от i . Поэтому при конструировании уплотнительного узла по двухкаскадной схеме

желательно, чтобы $\beta > 1$, т. е. чтобы радиальный зазор в щели на насосном валу был больше зазора на турбинном валу. Но при этом необходимо иметь в виду, что желание иметь большие значения β ограничиваются абсолютной величиной статического напора подпитки, которое не может быть меньше некоторого определенного значения.

Ввиду того, что щелевое уплотнение имеет значительно меньший гидравлический радиус по сравнению с обычным круглым отверстием, то коэффициент расхода щелевого уплотнения в большей мере, чем коэффициент расхода отверстия зависит от числа Re при одинаковых величинах расходов Q_{Π} .

3. На основании проведенного теоретического анализа для гидротрансформатора У358012ВМ были выбраны оптимальные размеры щелей двухкаскадного уплотнительного узла, гарантирующие его надежную работу.

Абсолютные размеры щелей (номинал)

Первый каскад:

$$\begin{aligned}\delta H_1 &= 0,35 \text{ мм} & \ell H_1 &= 4 \text{ мм} \\ \delta T_1 &= 0,2 \text{ мм} & \ell T_1 &= 8 \text{ мм}\end{aligned}$$

Второй каскад:

$$\begin{aligned}\delta H_2 &= 0,2 \text{ мм} & \ell H_2 &= 20 \text{ мм} \\ \delta T_2 &= 0,2 \text{ мм} & \ell T_2 &= 20 \text{ мм}\end{aligned}$$

Диаметр сливного отверстия $D_{\text{сл}} = 18 \text{ мм}$.

Список источников

1. Ворожцов, О. В. Гидродинамическое нагружающее устройство / О. В. Ворожцов, А. С. Дмитриева // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2022. – № 2. – С. 12-18. – DOI 10.15593/24111678/2022.02.02. – EDN ZEAYNK.
2. Белабенко, Д. С. Моделирование и оценка динамической нагруженности трансмиссии в различных дорожных условиях / Д. С. Белабенко, В. Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения. – 2021. – Т. 10. – С. 167-171. – EDN YYVZFK.

3. Лопастные машины и гидродинамические передачи: учеб. пособие / Л.А. Пресняков [и др.]. — М.: филиал ФГУП «ЦЭНКИ»-КБТХМ, 2017. — 220 с.
4. Нарбут, А.Н. Гидродинамические передачи : учебник / А. Н. Нарбут. — Москва: Издательство "КноРус", 2013. — 176 с.

References

1. Vorozhnev O. V. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Ekologiya*, 2022. no. 2, pp.12-18.
2. Belabenko D.S., Al'gin V.B. *Aktual'nye voprosy mashinovedeniya*, 2021, T. 10, pp.167-171.
3. Presnyakov L.A., Bulanov S.V., Mazlumyan G.S., Trifonova G.O., Trifonova O.I. *Lopastnye mashiny i gidrodinamicheskie peredachi* (Vane machines and hydrodynamic transmissions), Moscow, filial FGUP «CENKI»-KBTHM, 2017, 220 p.
4. Narbut A.N. *Gidrodinamicheskie peredachi* (Hydrodynamic transmissions), Moscow, "KnoRus", 2013. 176 p.

Рецензент: В.В. Буренин, канд. техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Ерусланкин Сергей Алексеевич, канд. техн. наук, доц., МАДИ.
Ерусланкина Полина Васильевна, канд. пед. наук, доц., МАДИ.
Сова Александр Николаевич, д-р техн. наук, проф., МАДИ.

Information about the authors

Eruslankin Sergei A., Ph.D., associate professor, MADI.
Eruslankina Polina V., Ph.D., associate professor, MADI.
Sova Aleksandr N., Dr. Sc., professor, MADI.

Статья поступила в редакцию 11.12.2023; одобрена после рецензирования 18.12.2023; принята к публикации 19.12.2023.
The article was submitted 11.12.2023; approved after reviewing 18.12.2023; accepted for publication 19.12.2023.