

Изобретение относится к шестеренным гидромашинам, применяемым в гидравлических системах тракторов как общего, так и промышленного назначения, экскаваторов, сельскохозяйственных, дорожно-строительных и других машин.

Известна шестеренная гидромашина, в корпусе которой размещен подшипниковый блок в цилиндрических расточках которого находятся цапфы шестерен к торцовым поверхностям которых примыкают торцевые уплотнительные элементы. На участки цапф шестерен, удаленные от их торцев, в свою очередь опираются консольные части радиального уплотнительного элемента, из-за заполнения в них кольцевых выточек открытых к шестерням [1].

Это снижает надежность работы гидромашин при высоких рабочих давлениях, так как в сопряжении опорных участков консольных частей радиального уплотнительного элемента с цапфами шестерен, из-за повышенных удельных нагрузок, обусловленных уменьшенной опорной поверхностью, возникает схватывание трущихся поверхностей и выход гидромашин со строя.

Известна также шестеренная гидромашина, в корпусе которой размещен радиальный уплотнительный элемент с консольными частями, опирающимися на участки цапф, удаленные от торцев шестерен. В свою очередь цапфы шестерен размещены в антифрикционных вкладышах подшипникового блока, которые входят своими концами в кольцевые, открытые к шестерням, выточки консольных частей радиального уплотнительного элемента и стопорятся от проворота посредством упора их концов в торцевые уплотнительные элементы, примыкающие к шестерням [2].

Это повышает надежность работы подшипников, однако, в процессе эксплуатации, из-за циклического характера нагружения гидромашин, в период кратковременного снятия нагрузок, цапфы шестерен в смазочном слое входят в режим автоколебаний, которые в виде ударных нагрузок посредством сил трения передаются через вкладыши на торцевые уплотнительные элементы. А так как эти нагрузки передаются ограниченной поверхностью кромок вкладышей, то в месте контакта возникают высокие удельные нагрузки, что приводит к разрушению вкладышей торцевых уплотнительных элементов, снижение надежности и долговечности работы гидромашин.

В основу изобретения поставлена задача создания шестеренной гидромашин, в которой стопорение от проворота антифрикционных вкладышей осуществляется упором вкладышей в стопорящую деталь по всей площади торцевых кромок вкладышей при одновременном увеличении площади опорных участков консольных частей радиального уплотнительного элемента, что снижает удельные нагрузки в сопряжениях и повышает надежность и долговечность работы гидромашин.

Эта задача решается тем, что в шестеренной гидромашине, содержащей шестерни внешнего зацепления с цапфами, радиальный уплотнительный элемент с консольными частями, опирающимися на цапфы шестерен, торцевые уплотнительные элементы, примыкающие к шестерням, подшипниковый блок, в

цилиндрических расточках которого размещены антифрикционные вкладыши, в которых установлены цапфы шестерен, согласно изобретению, концы вкладышей и консольных частей радиального уплотнительного элемента, находящиеся на внешних относительно полюса зацепления сторонах цапф шестерен, сопряжены между собой по всей площади торцевых кромок вкладышей, перекрытой консольными частями, а между другими концами вкладышей и торцевыми уплотнительными элементами образован зазор, при этом опора консольных частей на цапфы шестерен выполнена по поверхности цапф в пределах оставшейся их длины, начиная от тыльной поверхности торцевых уплотнительных элементов,

Таким образом, осуществив стопорение от проворота антифрикционных вкладышей консольными частями радиального уплотнительного элемента, имеется возможность исключить кольцевые выточки в консольных частях и опереть их на цапфы по всей ширине консольных частей, увеличить опорную поверхность как консольных частей, так и поверхность в сопряжении с торцевыми кромками вкладышей, снизить удельные нагрузки в этих сопряжениях и повысить надежность работы гидромашин.

Кроме этого, образованный зазор между кромками других концов вкладышей и торцевыми уплотнительными элементами дает возможность самоустанавливаться вкладышам. При этом желательно, чтобы угол охвата антифрикционными вкладышами цапф шестерен был выполнен в пределах от 115 до 120 градусов, так как при угле, меньшем нижнего предела, уменьшается опорная поверхность подшипников скольжения для цапф ниже требуемой, а увеличение угла охвата выше верхнего предела уменьшает полость перед входной кромкой и отрицательно скажется на охлаждении и поступлении смазки в подшипники.

В последующем изобретение поясняется примером его конкретного выполнения и чертежами, где:

на фиг.1 - показан продольный разрез гидромашин по осям шестерен;

на фиг.2 - показан ступенчатый разрез по А-Асфиг.1;

на фиг.3 - в увеличенном масштабе показан разрез по Б-Б с фиг.1.

Шестеренная гидромашина содержит шестерни 1 и 2 с цапфами 3 и 4, установленными в антифрикционных вкладышах 5, расположенных в свою очередь в цилиндрических расточках 6 подшипникового блока 7.

Поверхность вершин зубьев шестерен 1 и 2 уплотнена радиальным уплотнительным элементом 8, который своими консольными частями 9 опирается на цапфы 3 и 4 шестерен. Между консольными частями 9 радиального уплотнительного элемента 8 и торцами шестерен 1 и 2 размещены торцевые уплотнительные элементы 10 и 11.

Концы вкладышей 5 и консольных частей 9 радиального уплотнительного элемента 8, находящиеся на внешних относительно полюса зацепления сторонах цапф 3 и 4 шестерен 1 и 2, сопряжены между собой по всей площади торцевых кромок 12 вкладышей 5, перекрытой консольными частями 9, а между другими концами вкладышей 5 и торцевыми уплотнительных

элементов образован зазор 13.

При этом опора консольных частей 9 радиального уплотнительного элемента 8 на цапфы 3 и 4 шестерен 1 и 2 выполнена по поверхности цапф в пределах оставшейся их длины начиная от тыльной поверхности 14 торцевых уплотнительных элементов 10 и 11 (см. фиг.3).

Угол α охвата цапф 3 и 4 шестерен 1 и 2 антифрикционными вкладышами 5 выполнен в пределах от 115 до 120 градусов.

Такой угол охвата в этих пределах выбран из-за того, что при его уменьшении ниже нижнего предела уменьшается опорная поверхность подшипников скольжения для цапф ниже требуемой, а с другой стороны увеличение этого угла выше верхнего предела уменьшает полость 15 перед входной кромкой и отрицательно сказывается на охлаждении и поступлении смазки в подшипники.

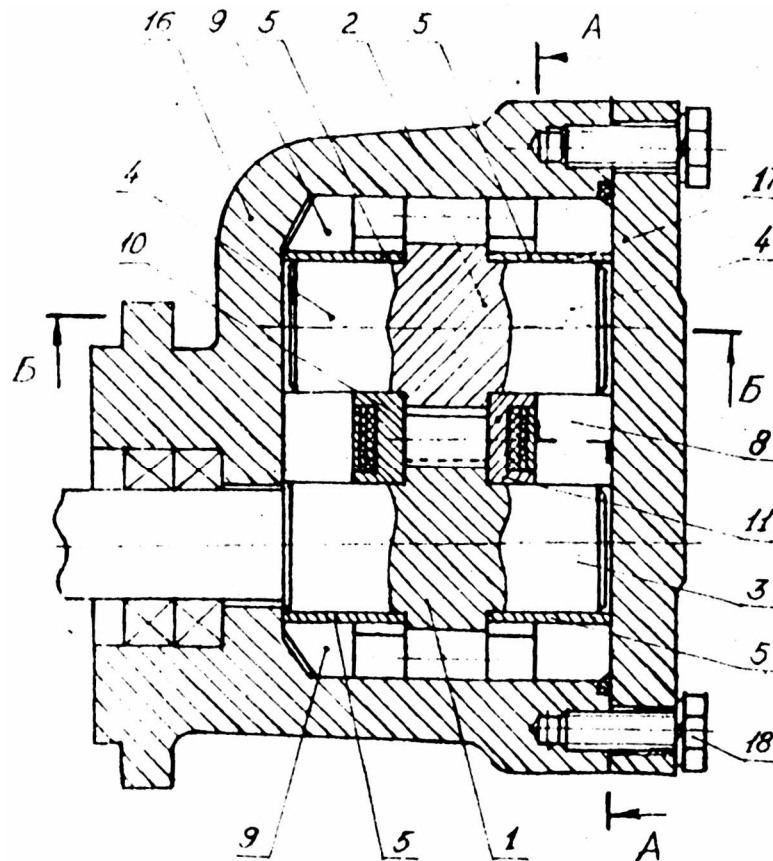
Шестерни 1 и 2, подшипниковый блок 7, в котором установлены цапфы 3 и 4, вкладыши 5, торцевые уплотнительные элементы 10 и 11 и радиальный уплотнительный элемент 8 размещены в корпусе 16, закрытом крышкой 17 с помощью болтов 18. В корпусе и подшипниковом блоке выполнен входной канал (не показан), а в радиальном уплотнительном элементе и корпусе - выходной канал (не показан).

Шестеренная гидромашина в режиме насоса работает следующим образом.

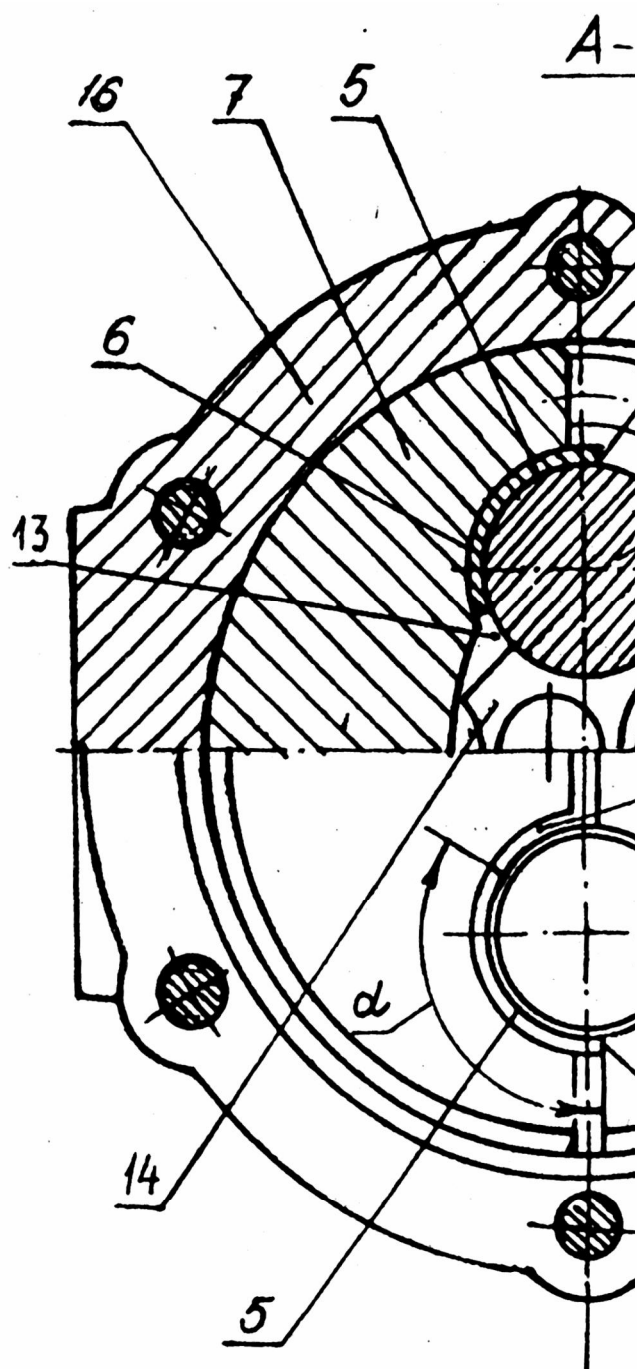
При вращении ведущей шестерни 1 вращается зацепленная с ней ведомая шестерня 2. В результате разрежения, возникающего на выходе из зацепления зубьев шестерен, рабочая жидкость (масло) поступает по входному каналу в межзубьевые пространства шестерен, заполняет их и переносится в зону высокого давления, где зубья, входя в зацепление, вытесняют ее из впадин в выходной канал.

Под воздействием сил трения вкладыши 5 стремятся развернуться в направлении вращения цапф 3 и 4. При этом они своими торцевыми кромками упираются в консольные части радиального уплотнительного элемента 8.

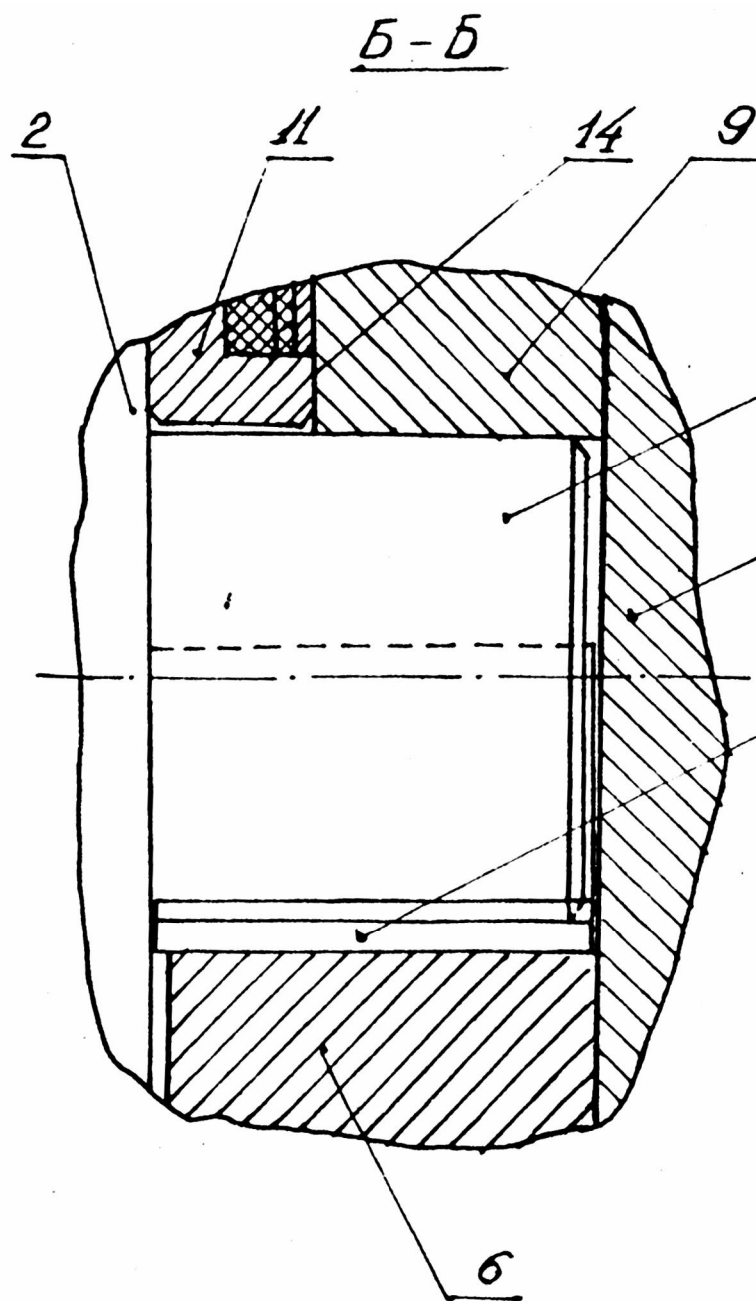
Этим самым, из-за большой площади сопряжения торцевых кромок вкладышей с радиальным уплотнительным элементом, а также опоры самого элемента на цапфы шестерен по всей толщине консольных частей, уменьшается их износ и исключается разрушение, повышается надежность и долговечность работы гидромашины.



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3