

Изобретение относится к области гидравлических машин, в частности к гидравлическим машинам, которые могут быть использованы в гидравлических системах тракторов как общего, так и промышленного назначения, экскаваторов, сельскохозяйственных, дорожно-строительных и других машинах.

Известна шестеренная гидромашина внешнего зацепления, которая может быть использована для вышеуказанных целей, содержащая шестерни внешнего зацепления с цапфами, расположенными в подшипниках скольжения корпусной детали, выполненных в виде антифрикционных лент, охватывающих цапфы, причем между посадочными поверхностями лент и корпусной деталью имеются открытые к торцам подшипников скольжения продольные каналы, которые сообщены с межзубовыми впадинами шестерен. Гидромашина приспособлена для циркулирования рабочей жидкости под низким давлением на стороне всасывания в целях охлаждения и смазывания цапф шестерен.

Однако расположение продольных каналов по отношению к рабочим поверхностям подшипников скольжения не способствует повышению их несущей способности, улучшению теплоотвода и долговечности работы.

В основу изобретения положена задача создания шестеренной гидромашин, в которой бы расположение продольных каналов по отношению к подшипникам скольжения способствовало повышению несущей способности подшипников, интенсивному отводу от них тепла и увеличению долговечности.

Поставленная задача решается тем, что в шестеренной гидромашине, содержащей шестерни внешнего зацепления с цапфами, расположенными в подшипниках скольжения корпусной детали, выполненных в виде антифрикционных лент, охватывающих цапфы, открытые к торцам антифрикционных лент и сообщенные с межзубовыми впадинами шестерен продольные каналы в корпусной детали, одна из стенок которых образована посадочной поверхностью антифрикционной ленты, согласно изобретению, продольные каналы расположены в зоне максимального сближения цапф шестерен с рабочими поверхностями соответствующих подшипников скольжения.

Такое расположение продольных каналов способствует тому, что антифрикционная лента подшипника скольжения в зоне воздействия на нее максимального давления в масляном слое прогибается, что приводит к распространению на больший угол вокруг цапф шестерен зоны с максимальным давлением в масляном слое и, следовательно, к повышению несущей способности подшипников скольжения гидромашин. Это также повышает долговечность работы подшипников, так как теплоотвод осуществляется с наиболее нагруженных их участков.

Сущность изобретения поясняется чертежами, где на фиг. 1 изображен продольный разрез гидромашин по осям шестерен; на фиг.2 - разрез А-А фиг.1 (стрелками показано направление проточной циркуляции масла через подшипники); на фиг.3 - показан в увеличенном масштабе разрез Б-Б фиг.2; на фиг.4 - часть корпусной детали с подшипником скольжения работающей гидромашин и эпюрами давления в масляном слое подшипника без продольного паза (сплошная гонкая линия) и при его наличии.

Шестеренная гидромашина содержит ведущую 1 и ведомую 2 шестерни, выполненные совместно с цапфами 3 и 4. Цапфы 3 и 4 шестерен 1 и 2 расположены в подшипниках скольжения, выполненных в виде антифрикционных лент 5, 6, 7 и 8, охватывающих цапфы 3 и 4 на ограниченной дуге или полностью, т.е. на дуге 360°. Сами же подшипники установлены в корпусных деталях 9 и 10, скрепленных болтами 11.

В корпусных деталях 9 и 10 выполнены продольные каналы 12, открытые к торцам антифрикционных лент 5, 6, 7 и 8. Одна из стенок продольных каналов 12 образована посадочной поверхностью 13 антифрикционной ленты 5, 6, 7 или 8 (фиг.4).

Продольные каналы 12 расположены в зоне 14 максимального сближения цапф 3 и 4 шестерен 1 и 2 с рабочими поверхностями соответствующих подшипников скольжения.

Концы соседних продольных каналов 12, открытые к торцам антифрикционных лент, с одной стороны сообщены между собой и с входным каналом 15 гидромашин выемкой 16 на торце соответствующей корпусной детали, а с другой стороны сообщаются с полостью 17, образованной торцом цапфы 3 или 4 и расточкой под подшипник в корпусной детали (фиг.3).

К торцам шестерен 1 и 2 примыкают компенсаторы торцовых зазоров 18, имеющие на своих поверхностях каналы 19, сообщенные с входным каналом 15, межзубовыми пространствами шестерен и через серповидные зазоры 20 в подшипниках с полостями 17 и продольными каналами 12.

На торцовых поверхностях компенсаторов, обращенных к корпусным деталям 9 и 10, имеются компенсационные камеры, сообщенные с выходным каналом 21 гидромашин и уплотненные эластичными манжетами 22.

Шестеренная гидромашина в режиме насоса работает следующим образом.

При вращении ведущей шестерни 1 вращается зацепленная с ней ведомая шестерня 2.

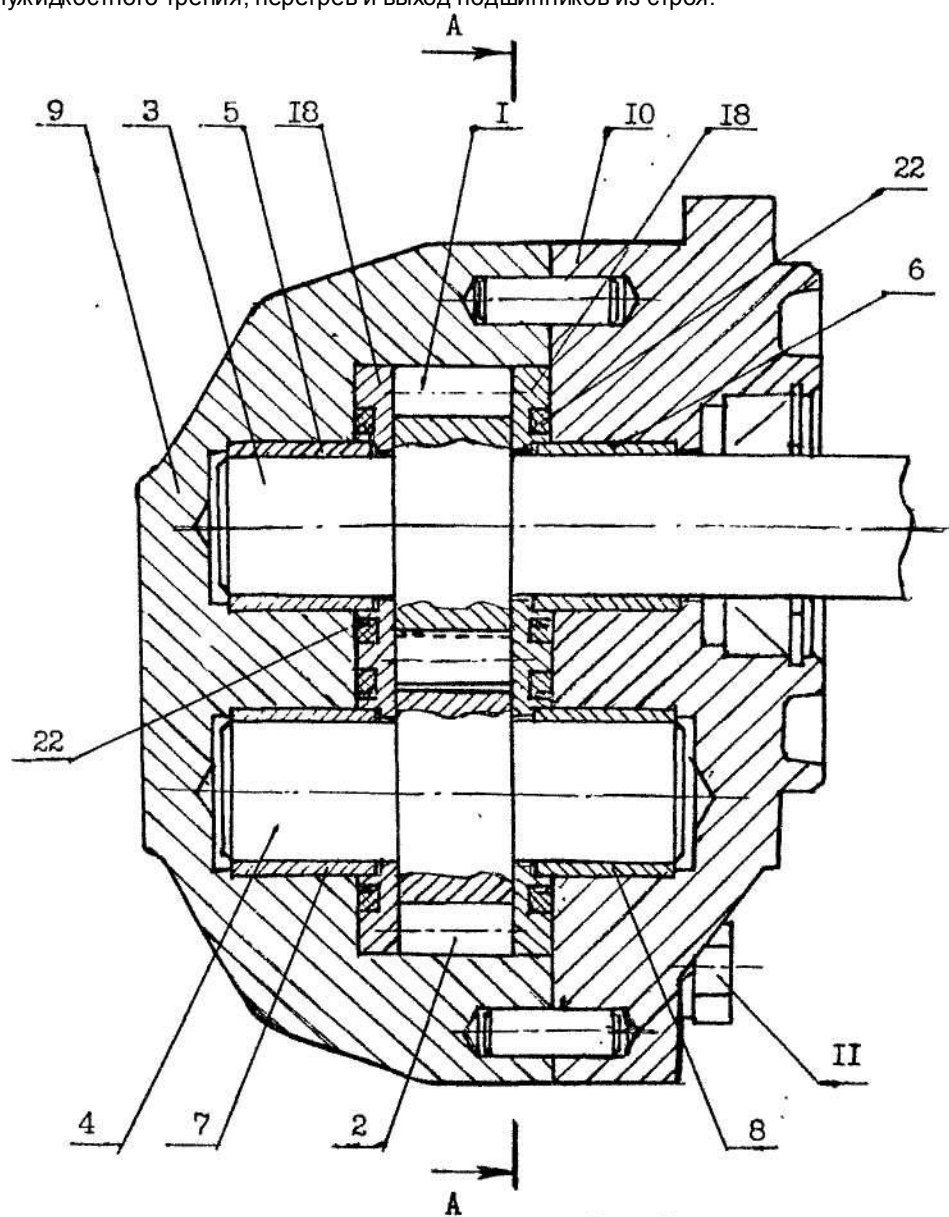
В результате разрежения, образованного выходящими из зацепления зубьями шестерен, рабочая жидкость поступает из входного канала 15 в каналы 19 и межзубовые пространства шестерен 1 и 2, заполняет их и переносится в зону высокого давления, где зубья, входя в зацепление, вытесняют ее из впадин в выходной канал 21 (фиг.2). Рабочая жидкость из выходного канала поступает в компенсационные камеры, уплотненные эластичными манжетами 22, давление ее воздействует на компенсаторы торцовых зазоров 18 и прижимает их к торцам шестерен 1 и 2, уплотняя тем самым рабочую камеру гидромашин.

Кроме этого, часть жидкости под низким давлением совершает проточную циркуляцию через подшипники скольжения следующим образом.

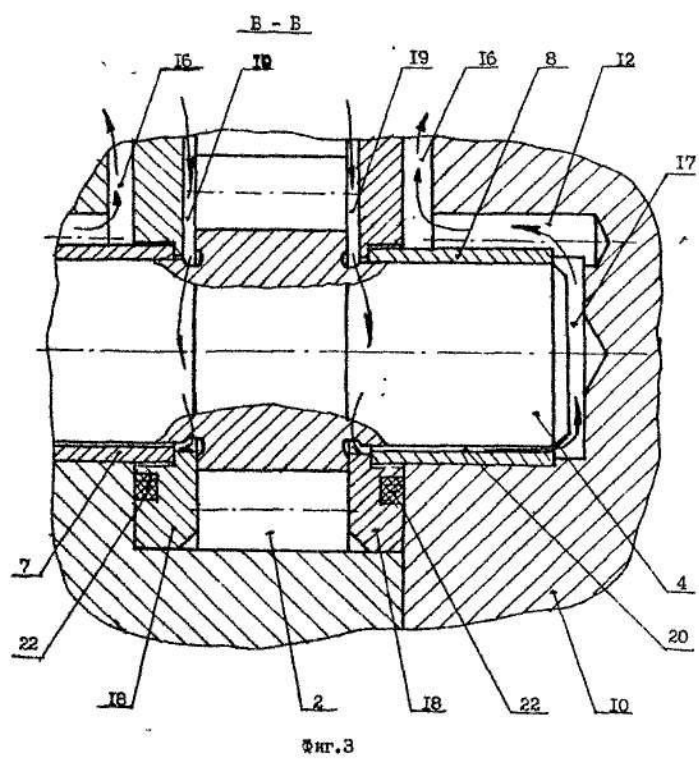
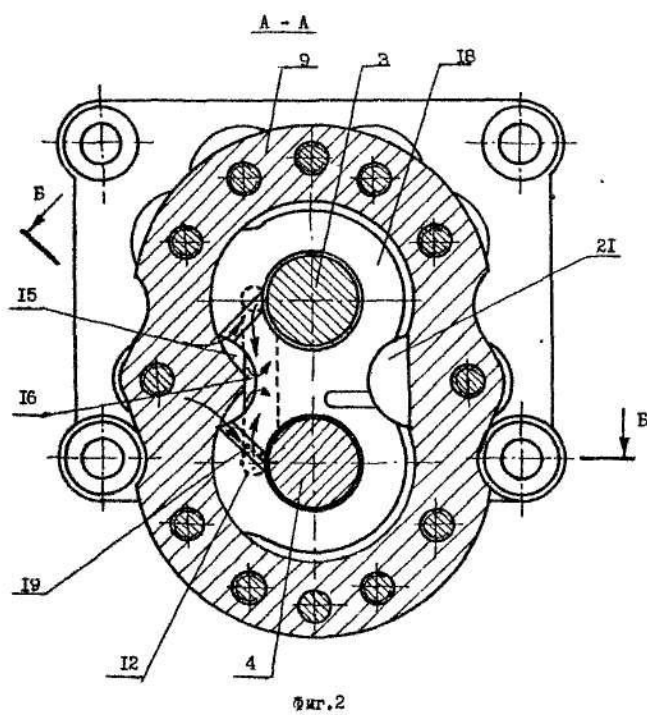
Из каналов 19 она, как показано на фиг.2 и 3, поступает для смазки цапф 3 и 4 шестерен и, выходя из подшипников по серповидным зазорам 20, поступает в полости 17, а из них по продольным каналам 12, выемке 16 возвращается обратно во входной канал 15 за счет перепада давления между выемкой 16 и местами входа в каналы 19.

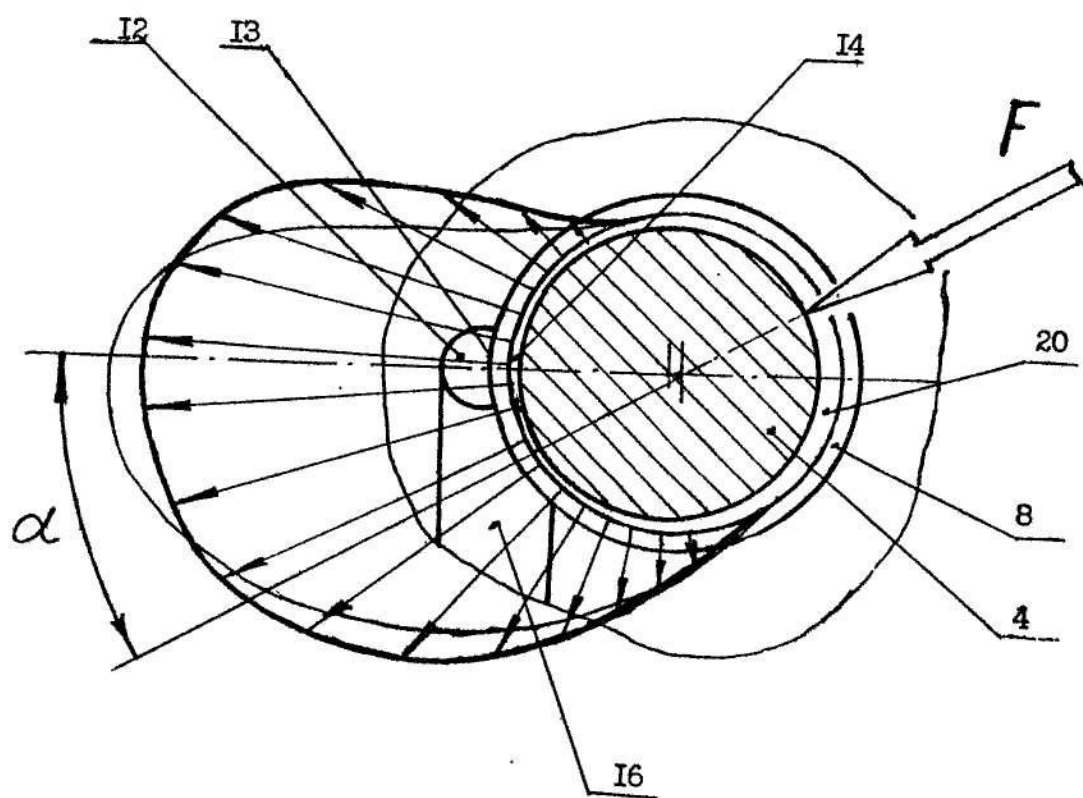
Вместе с тем, под воздействием результирующего усилия F от давления жидкости в рабочей камере насоса, цапфы 3 и 4 шестерен смещаются в подшипниках, а оси их вращения проворачиваются в сторону вращения на угол α , равный примерно 25°, как это показано на фиг.4.

Вследствие того, что продольные каналы 12 расположены в зоне максимального сближения цапф шестерен с рабочими поверхностями соответствующих подшипников, часть антифрикционных лент, перекрывающая продольные каналы 12, прогибается, что приближает радиус кривизны опорных несущих поверхностей антифрикционных лент к радиусу цапф. Этим самым, в работающем подшипнике минимальная толщина масляного слоя распространяется на больший угол вокруг цапф шестерен, а вместе с ней и максимальное давление, что повышает несущую способность подшипников, устраняет возникновение полужидкостного трения, перегрев и выход подшипников из строя.



Фиг. I





Фиг. 4