



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 199 685** ⁽¹³⁾ **C2**
(51) МПК⁷ **F 16 H 15/38, 61/38**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

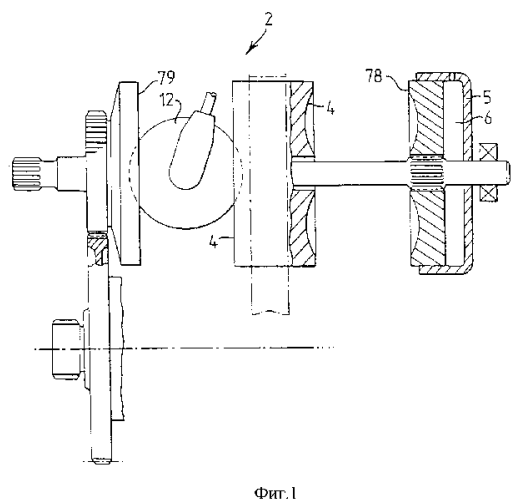
(21), (22) Заявка: 98120910/28, 02.04.1997
(24) Дата начала действия патента: 02.04.1997
(30) Приоритет: 19.04.1996 GB 9608146.8
(43) Дата публикации заявки: 27.08.2000
(46) Дата публикации: 27.02.2003
(56) Ссылки: RU 2004863 C1, 15.12.1993. EP 0356102 A1, 28.02.1990. GB 2023753 A, 03.01.1980.
(85) Дата перевода заявки РСТ на национальную фазу: 19.11.1998
(86) Заявка РСТ: GB 97/00938 (02.04.1997)
(87) Публикация РСТ: WO 97/40292 (30.10.1997)
(98) Адрес для переписки: 129010, Москва, ул. Б. Спасская, 25, стр.3, ООО "Юридическая фирма Городисский и Партнеры", Ю.Д.Кузнецову, рег.№ 595

(71) Заявитель:
ТОРОТРАК (ДИВЕЛОПМЕНТ) ЛИМИТЕД (GB)
(72) Изобретатель: ГРИНВУД Кристофер Джон (GB),
ИНУИ Масаки (JP), ПАТТЕРСОН Мервин Джон
Джордж (GB), ТАТАРА Юдаи (JP)
(73) Патентообладатель:
ТОРОТРАК (ДИВЕЛОПМЕНТ) ЛИМИТЕД (GB)
(74) Патентный поверенный:
Кузнецов Юрий Дмитриевич

(54) **УЗЕЛ ВАРИАТОРА, КЛАПАН**

(57)
Изобретение относится к системе управления вариатором, предназначенной, например, для использования в бесступенчато-регулируемой передаче. Узел вариатора содержит вариатор такого типа, в котором сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения и в котором используются поршни двойного действия для управления роликами и перепад давлений, создаваемых торцевой нагрузкой, для нагружения вариатора, и средство управления, предназначенное для изменения перепада давлений, создаваемых торцевой нагрузкой, в соответствии с изменениями результирующего давления, действующего со стороны управляющих роликами поршней. Управляющие роликами

поршни являются поршнями двойного действия, управляемые разностью давлений в средстве гидравлического управления и клапанами, связанными с первой и второй гидравлическими схемами. Первый клапан служит для подачи жидкости с большим из двух давлений в схемы, ведущие к камере более высокого давления средства для создания торцевой нагрузки. Второй клапан служит для подачи жидкости при более низком из двух давлений в схемы, ведущие к компенсационной камере средства для создания торцевой нагрузки. В узле вариатора поддерживается коэффициент сцепления на поверхности контакта между роликом и дисками постоянно ниже предельного значения, при котором сцепление будет потеряно. 12 з.п. ф-лы, 9 ил.



Фиг. 1



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 199 685** ⁽¹³⁾ **C2**
 (51) Int. Cl.⁷ **F 16 H 15/38, 61/38**

RUSSIAN AGENCY
 FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 98120910/28, 02.04.1997
 (24) Effective date for property rights: 02.04.1997
 (30) Priority: 19.04.1996 GB 9608146.8
 (43) Application published: 27.08.2000
 (46) Date of publication: 27.02.2003
 (85) Commencement of national phase: 19.11.1998
 (86) PCT application:
 GB 97/00938 (02.04.1997)
 (87) PCT publication:
 WO 97/40292 (30.10.1997)
 (98) Mail address:
 129010, Moskva, ul. B. Spasskaja, 25, str.3,
 OOO "Juridicheskaja firma Gorodisskij i
 Partnery", Ju.D.Kuznetsovu, reg.№ 595

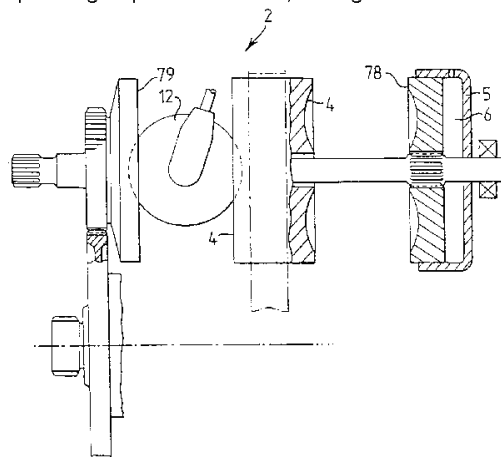
(71) Applicant:
 TOROTRAK (DVELOPMENT) LIMITED (GB)
 (72) Inventor: GRINVUD Kristofer Dzhon (GB),
 INUI Masaki (JP), PATTERSON Mervin Dzhon
 Dzhordzh (GB), TATARA Judai (JP)
 (73) Proprietor:
 TOROTRAK (DVELOPMENT) LIMITED (GB)
 (74) Representative:
 Kuznetsov Jurij Dmitrievich

(54) **VARIABLE-SPEED DRIVE UNIT VALVE**

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering; adjustable stepless drives. SUBSTANCE: invention relates to control systems of variable-speed drive. Proposed unit contains variable-speed drive of such type in which coupling is provided by rolling over toroidal rolling surface and double-acting pistons are used to control rollers and pressure differential created by end loading variable-speed drive and control device is employed designed for changing pressure differential created by end load according to changes of resulting pressure acting from side of pistons controlling the rollers. Pistons controlling the rollers are double-acting ones being controlled by pressure differential in hydraulic control means and valves coupled with first and second hydraulic circuits. First valve serves to supply liquid at higher pressure into circuits leading to higher pressure chamber of the means creating end load. Second valve serves to deliver liquid at lower pressure to circuits leading to compensating chamber of means

creating end load. Coefficient of adhesion between contact surfaces of roller and disk in variable-speed drive unit is maintained constantly lower than limit value at which adhesion will be lost. EFFECT: enlarged operating capabilities. 13 cl, 9 dwg



Фиг.1

Изобретение относится к системе управления вариатором, предназначенной, например, для использования в бесступенчато регулируемой передаче (CVT).

Хорошо известно, что в известных вариаторах такого типа, в которых сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения, каждый ролик смонтирован в роликоопоре, и эта роликоопора присоединена к гидроцилиндру, подвергаемому воздействию регулируемого гидравлического усилия, которое создает противоположно направленные тангенциальные силы (за счет сдвига масляных пленок) на поверхностях контакта между роликом и противоположащими дисками.

Двухрежимная бесступенчато регулируемая передача, в которой используется данный тип вариатора, подробно раскрыта, например, в описаниях заявок на патенты Великобритании GB-A-2023753 и GB-A-1078791. В этом случае вариатор содержит два входных диска или ротора, которые оба вращаются вместе со входным валом, приводимым первичным двигателем. Один из этих двух дисков жестко закреплен на валу, в то время как другой установлен на валу с помощью шлицевого соединения так, что диск имеет некоторую свободу для ограниченного смещения в осевом направлении. Выходной диск или ротор расположен между двумя входными дисками и двумя комплектами роликов, осуществляющих контакт при качении между частично тороидальными поверхностями качения (дорожками качения), образованными на соседних поверхностях входных дисков и выходного диска.

В дополнение к своей функции входного элемента установленный с возможностью смещения в осевом направлении концевой диск также служит в качестве поршня, функционирующего для приложения торцевой нагрузки к вариатору. Это требуется для создания необходимых контактных усилий между роликами и дисками для передачи приводного усилия. Если вариатор подвергается воздействию избыточной торцевой нагрузки, эффективность его работы будет низкой, а срок службы элементов - коротким, в то время как, если данное усилие неадекватно на поверхности контакта, между роликом и диском может иметь место непереносимое проскальзывание, которое приведет к потере сцепления, что совершенно точно нежелательно.

В заявке на патент Великобритании GB-A-1600974 раскрывается вариатор такого типа, в котором сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения и в котором была предпринята попытка компенсировать излишнюю торцевую нагрузку, когда элементы вариатора работают на скорости. В этом известном вариаторе наружный конец выполненного с возможностью смещения в осевом направлении входного диска несет цилиндрический корпус, разделенный внутри на две камеры, и в каждой из этих камер размещен один из двух кольцевых поршней, установленных последовательно на валу вариатора. Каждый поршень разделяет соответствующую камеру на две полости - по одной с каждой стороны поршня, и при работе вариатора в пары полостей на роторной

стороне поршней подается текучая среда под высоким давлением, в то время как в пары полостей на другой стороне поршня подается низкое давление, чтобы создать результирующую торцевую нагрузку, действующую на вариатор, как описано выше. Таким образом, за счет повышения давления на обеих сторонах поршней, предназначенных для создания торцевой нагрузки, значительный градиент радиального давления, нарастающий за счет текучей среды в полостях высокого давления, когда элементы вариатора вращаются со скоростью, будет в большой мере компенсирован за счет почти идентичных градиентов давления, образованных в текучей среде, находящейся в полостях низкого давления. Это обеспечивает возможность формирования по существу такой эффективной торцевой нагрузки, которая была бы приложена в случае отсутствия действия центробежной силы, то есть в том случае, если бы концевой диск и его корпус не вращались. Таким образом, узел с торцевым нагружением можно охарактеризовать как узел "с компенсацией действия центробежной силы".

В узле с торцевой нагрузкой, раскрытом в заявке на патент Великобритании GB-A-1600974, текучая среда, находящаяся под низким давлением, для полостей, служащих для создания торцевой нагрузки, поступает из схемы смазки роторов/роликов, в то время как текучая среда, находящаяся под высоким давлением, поступает из того же самого источника, который используется для поршней одностороннего действия, управляющих роликами. Следовательно, за исключением тех случаев, когда давление подачи является чрезвычайно низким, значение дифференциальной торцевой нагрузки может быть ниже требуемого для поддержания сцепления.

В вариаторе описанного выше типа отношение между тангенциальной силой (силой сцепления) TF и нормальной (перпендикулярной) силой NF на поверхности контакта между роликом и диском известно как коэффициент сцепления TO. При превышении определенного значения, называемого предельным коэффициентом сцепления, ролик будет скользить, и сцепление будет утрачено. Это означает, что в системе по заявке на патент Великобритании GB-A-1600974 полную компенсацию давления центробежной силы можно использовать только в том случае, когда источник низкого давления находится при очень низком давлении.

В соответствии с первым аспектом настоящего изобретения разработан узел вариатора, содержащий вариатор такого типа, в котором сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения, который имеет входные и выходные диски, ролики, приводимые в действие гидравлическим поршнем, расположенные между указанными дисками и функционирующие для передачи сцепления между ними, и средство для создания торцевой нагрузки, служащее для отклонения диска в направлении другого диска, в котором средство гидравлического управления предназначено для изменения торцевой нагрузки в соответствии с изменениями

(результатирующей) силы, действующей со стороны управляющего роликом поршня, с тем, чтобы поддерживать коэффициент сцепления на поверхности контакта между роликом и дисками постоянно ниже предельного значения, при котором сцепление будет потеряно.

Предпочтительно указанное средство управления содержит средство для изменения торцевой нагрузки в соответствии с заранее заданной функцией силы, действующей со стороны управляющих роликами поршней.

В особенно рациональной конструкции указанное средство управления содержит средство для изменения торцевой нагрузки пропорционально давлению, создаваемым поршнями, управляющими роликами.

Предпочтительно, если управляющие роликами поршни представляют собой поршни двойного действия, обеспечивающие приложение силы, регулируемой за счет разницы между давлениями в средстве управления, и средство для создания торцевой нагрузки содержит средство для приложения торцевой нагрузки, пропорциональной силе, действующей со стороны управляющего роликом поршня.

Предпочтительно поршни двойного действия, предназначенные для управления роликами, содержат головки поршней, скользящие внутри отдельных коаксиальных цилиндрических крышек, в каждую из которых рабочая жидкость подается из отдельного источника рабочей жидкости.

В альтернативном варианте поршни двойного действия, предназначенные для управления роликами, содержат поршни с одной головкой, расположенные внутри цилиндрической камеры, причем противоположные поверхности каждого указанного поршня открыты для воздействия со стороны отдельных источников рабочей жидкости, давление рабочей жидкости в каждом из которых можно регулировать независимо от другого.

Рационально, если средство для создания торцевой нагрузки содержит камеру высокого давления и камеру компенсирующего давления, последняя из которых снабжается рабочей жидкостью с давлением, равным более низкому из двух давлений, действующих на управляющие роликами поршни.

Предпочтительно, если камера высокого давления средства для создания торцевой нагрузки снабжается рабочей жидкостью с давлением, равным более высокому из двух давлений, действующих на управляющие роликами поршни.

Предпочтительно средство управления включает в себя параллельные первую и вторую гидравлические схемы, в каждую из которых подается ее собственная рабочая жидкость из одного или другого из указанных источников с помощью ее собственного насоса и каждая из которых выполнена со своим нагнетательным клапаном (клапаном давления) для создания желательного давления внутри данной схемы.

Предпочтительно вариатор включает в себя клапан, который выпускает жидкость с более высоким давлением и который установлен между первой и второй гидравлическими схемами и присоединен к

ним для подачи жидкости с более высоким из двух давлений в схемах в камеру высокого давления средства для создания торцевой нагрузки.

5 Предпочтительно вариатор также включает в себя клапан, который выпускает жидкость с более низким давлением и который установлен между первой и второй гидравлическими схемами и присоединен к

10 ним для подачи жидкости с более низким из указанных двух давлений в компенсационную камеру средства для создания торцевой нагрузки.

В одном варианте осуществления вариатор включает в себя схему смазки, имеющую средства для регулирования

15 давления в схеме, и в указанном вариаторе указанная схема смазки присоединена для подачи жидкости с регулируемым давлением в компенсационную камеру средства для создания торцевой нагрузки.

20 Клапан, который выпускает жидкость с более низким давлением и который пригоден для использования в вариаторе, как описано выше, может содержать первое и второе входные отверстия для приема жидкости с

25 первым и вторым давлениями, выходное отверстие для жидкости, имеющей более низкое из двух давлений, при которых жидкость подается к клапану, и обтюратор, быстро реагирующий на указанные первое и второе давления с целью облегчения прохода

30 только жидкости более низкого давления к указанному выходному отверстию.

В конкретном конструктивном варианте клапана, который выпускает жидкость с более

35 низким давлением, обтюратор содержит канал, первый конец которого сообщается по жидкости с источником жидкости высокого давления, второй конец которого сообщается по жидкости с источником жидкости низкого

40 давления и промежуточная точка которого сообщается с указанным выходным отверстием, причем каждый конец указанного канала имеет контактную площадку уплотнения, предназначенную для

45 взаимодействия с одним или с другим из пары уплотняющих элементов, при этом указанные уплотняющие элементы удалены друг от друга на расстояние, превышающее

50 расстояние между указанными контактными площадками уплотнения, с помощью дистанционирующего элемента, проходящего между ними, так что в процессе работы жидкость, находящаяся при более высоком

55 давлении, вызывает смещение уплотняющих элементов с целью закрытия (уплотнения) конца, взаимодействующего с жидкостью

60 высокого давления, и открытия (разуплотнения) конца, взаимодействующего с жидкостью низкого давления, чтобы тем самым заставить жидкость низкого давления

60 проходить к выходному отверстию.

В соответствии с настоящим изобретением также разработан клапан, содержащий первую и вторую камеры и поршень с двумя головками, первая головка которого расположена внутри первой камеры и вторая головка которого расположена

60 внутри второй камеры, причем указанная первая головка служит для разделения первой камеры на две части, первая из которых имеет впускное отверстие для приема рабочей жидкости из первого источника, и вторая часть имеет второе

впускное отверстие для приема рабочей жидкости из второго источника, причем указанная вторая головка выполнена с возможностью соединения ее при работе с первой головкой с помощью соединительного элемента и с возможностью смещения вместе с ней. Вторая камера имеет первое впускное отверстие для приема рабочей жидкости из источника, выпускное отверстие для подачи рабочей жидкости в другое устройство и второе уплотняемое (закрываемое) при низком (или нулевом) давлении выпускное отверстие, причем конструкция выполнена таким образом, что давление рабочей жидкости во второй камере будет пропорционально разнице между давлениями в первой камере.

Далее варианты осуществления настоящего изобретения будут описаны более подробно исключительно с помощью примера со ссылкой на сопровождающие чертежи, на которых:

фиг.1 представляет собой сечение вариатора, который включает в себя простой вид механизма для создания дифференциальной торцевой нагрузки,

фиг. 2 представляет собой схематичное изображение системы управления для вариатора, в котором сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения, причем указанное изображение иллюстрирует различные аспекты настоящего изобретения;

фиг.3 и 4 показывают первый и второй узлы для создания торцевой нагрузки для вариатора;

фиг. 5 представляет собой вырыв части вариатора и показывает соотношение между нормальной силой (NF) и силами сцепления (TF), рассматриваемое в тексте;

фиг. 6 представляет собой схематичное изображение устройства для регулирования давления, пригодного для создания давления торцевой нагрузки, которое изменяется в соответствии с изменениями результирующего давления, действующего со стороны управляющих роликами поршней по настоящему изобретению;

фиг. 7 и 8 иллюстрируют воздействие, которое оказывает предварительно нагруженная пружина на торцевую нагрузку, а также показывают, как это воздействие может быть снято гидравлически; и

фиг. 9 представляет собой увеличенное изображение клапана по фиг.2, который выпускает жидкость с более низким давлением.

Как показывает фиг.1, вариатор 2 содержит пару входных роторных дисков 78, 79, выходной роторный диск 4 и множество роликов 12, расположенных между ними и предназначенных для передачи крутящего момента способом, который хорошо известен специалистам в данной области и в связи с этим здесь подробно не описывается. На конце вариатора 2 предусмотрен узел 5 для создания торцевой нагрузки, который в его наиболее простом виде содержит простую гидравлическую камеру 6, в которую подается рабочая жидкость под давлением. Давление, создаваемое в камере 6, служит для нагружения диска 78 в осевом направлении таким образом, что оно обеспечивает надежный зажим роликов между дисками 78, 79 и гарантирует эффективную передачу

крутящего момента в вариаторе. Как указано ранее, величина этой торцевой нагрузки не должна падать ниже значения, при котором сцепление будет потеряно, или быть такой большой, что это приводит к снижению эффективности и срока службы передачи. В данной заявке ниже описан способ регулирования величины торцевой нагрузки.

На фиг. 2 показана система 7 управления по настоящему изобретению, при этом рационально то, что ось 10 основного ролика 12 вариатора установлена в полости 14 полого штока 16 поршня 18 двойного действия. Этот поршень выполнен с противолежащими головками 20, 21 поршня, которые скользят под действием гидравлической нагрузки внутри коаксиальных цилиндрических крышек 23, 24 и которые могут свободно вращаться вокруг оси штока 16. Также возможен вариант такого же поршня с односторонним действием, в котором обе противолежащие поверхности единственной головки подвергаются воздействию жидкости.

На конце и в боковых стенках крышек 23, 24 соответственно выполнены входные отверстия 26, 27 и выходные отверстия 29, 30 для рабочей жидкости, и с помощью множества аналогичных подающих магистралей 25, 25а также осуществляется подача рабочей жидкости в торцевые крышки вспомогательных цилиндров. Давления в соответствующих вспомогательных цилиндрах остальных роликов (1-5) так относятся к давлениям в крышках 23, 24, что силы сцепления равны.

В данной области техники (как подробно описано, например, в заявке на патент Великобритании GB-A-979062) хорошо известна установка первого ролика внутри крышек 23, 24 и выставление осей крышек таким образом, что они по существу проходят по касательным к центральным окружностям воображаемых торцов, часть которых образует поверхности (дорожки) качения роторов, но при этом они проходят с небольшим наклоном, известным как угол развала передних колес или угол продольного наклона поворотного шкворня (СД). При такой конструкции использование гидравлических концевых упоров облегчается, поскольку каждое осевое положение роликодержателя соответствует углу равновесного соотношения.

Гидравлическая схема управления для такой передачи содержит два источника рабочей жидкости, подаваемой масляными насосами 32, 33, способными подавать рабочую жидкость из резервуара маслосборника 35, например, при давлении от 30 до 50 бар в левостороннюю и правостороннюю магистрали 37, 38, находящиеся выше по ходу течения, и именно эти магистрали обеспечивают подачу жидкости соответственно к входным отверстиям 26 и 27 цилиндров. Однако такие насосы не будут подавать рабочую жидкость при данных давлениях, если клапаны (58, 59) управления или соответствующие им гидравлические выходные отверстия (29, 30) не будут в достаточной степени дросселированы. Поперечное соединение 43 между магистралями 37 и 38 сообщается с помощью конструкции из обратных клапанов 45, 46, которая обеспечивает выпуск жидкости

с более высоким давлением, и через магистраль 48 с основной камерой высокого давления механизма передачи, предназначенного для создания торцевой нагрузки, то есть с камерой 50 по фиг.3 и 4. При этом гарантируется, что в камеру 50 всегда будет подаваться жидкость под давлением, равным более высокому из двух давлений в магистралях 37 и 38.

Выходные отверстия 29 и 30 от крышек 23 и 24 ведут с помощью расположенных ниже по ходу течения левосторонней и правосторонней магистралей 55 и 56 к входам двух электрогидравлических клапанов 58 и 59 соотношения давлений (пропорциональных клапанов), работа которых будет описана ниже.

Поперечное соединение 61 между левосторонней и правосторонней магистралями 55 и 56 образовано с помощью конструкции из клапанов 63 и 64, которая обеспечивает выпуск жидкости с более низким давлением, и соединительная магистраль 66 создает соединение с компенсационной камерой механизма передачи, предназначенного для создания торцевой нагрузки, то есть с камерой 89 по фиг. 3 или 99 по фиг.4. Клапаны 63, 64, расположенные между ними, гарантируют, что компенсирующее давление в конструкции, создающей торцевую нагрузку, будет всегда равно более низкому давлению в цилиндрах 23, 24 управления роликами. В качестве альтернативы элементы 61-66 могут быть перемещены в зону рядом с элементами 43-46.

За клапанами 58 и 59 управления по ходу течения левосторонняя и правосторонняя магистрали для рабочей жидкости соединяются в точке 68, за которой соединительная магистраль 70 может быть задействована для подачи жидкости для общей смазки передачи. Надлежащее противодействие поддерживается в данной магистрали с помощью обратного (перепускного) клапана 72. Поз. 74 обозначает альтернативное соединение (при противодействии) для узла, служащего для компенсации торцевой нагрузки (вместо соединения 66).

Как показывает фиг. 3, соответствующий механизм для создания торцевой нагрузки вариатора содержит полый корпусной элемент 76, прикрепленный к входному ротору 78 вариатора, и основной и вспомогательный поршни 80, 81, размещенные внутри корпусного элемента. Поз. 83 обозначает концевой упор для поршня 80. Ротор 78, поршень 80 и разделяющий узел 91 установлены с помощью шлицевого соединения или непосредственно, или не непосредственно на валу 85 вариатора, и кольцевые уплотнения, показанные на фигуре, гидравлически изолируют друг от друга основную камеру 50 для создания торцевой нагрузки (между ротором 78 и поршнями 80, 81), камеру 87 предварительного нагружения (между поршнем 80 и поршнем 81) и так называемую компенсационную камеру 89 (между поршнем 80 и торцевой стенкой корпусного элемента 76). Разделяющий узел 91 ограничивает расстояние, на которое поршень 81 и ротор 78 могут максимально приблизиться друг к другу. И в завершение механизм укомплектован

тарельчатой пружиной 93, действующей между наружной поверхностью вспомогательного поршня 81 и соседней ступенчатой поверхностью основного поршня 80, и в механизме предусмотрены каналы 95, 98, 97, соединяющие камеры 89, 50 и 87 соответственно с гидравлическими магистралями 86 и 48 и атмосферой. В альтернативном варианте канал 95 может быть расположен таким образом, что он будет соединять камеру 89 с источником противодействия в системе.

При эксплуатации механизма для создания торцевой нагрузки он заполнен маслом и вращается с входной частотой вращения вариатора. Однако вначале вариатор должен противодействовать конечным инерционным нагрузкам во время больших ускорений, которые испытывает передача (трансмиссия) при запуске двигателя. Поскольку гидравлические насосы также приводятся от двигателя, и гидравлическая торцевая нагрузка недоступна, должно быть предусмотрено альтернативное устройство для создания торцевой нагрузки, и оно образовано тарельчатой пружиной, установленной между двумя поршнями 80, 81. Таким образом, следует понимать, что конструкция обеспечивает приложение механической торцевой нагрузки при запуске двигателя, но что эта предварительная нагрузка может быть снята гидравлически в любой степени в зависимости от физических размеров узла и приложенных давлений. Работу тарельчатой пружины можно лучше всего проиллюстрировать со ссылкой на фиг.7 и 8, из которых видно, что давление, создаваемое суммарной торцевой нагрузкой, представляет собой результат нагрузки IL, создаваемой тарельчатой пружиной, давления (CP) в камере высокого давления и давления (TP) в компенсационной камере. Исходная нагрузка IL пружины будет преодолена только тогда, когда перепад давлений (CP-TP) станет больше IL, и после этого давление, создаваемое торцевой нагрузкой, возрастает пропорционально перепаду давлений, причем характер этого возрастания в значительной степени зависит от размерных соотношений поршня между камерой высокого давления и компенсационной камерой. На фиг.8 показано, что эффект воздействия нагрузки IL пружины может быть снят гидравлически путем подъема давления как в камере высокого давления, так и в компенсационной камере регулируемым образом с тем, чтобы устранить воздействие нагрузки со стороны пружины. Это соответствующим образом можно проиллюстрировать путем ссылки на нижнюю часть фиг.8, из которой видно, что воздействие пружины может быть устранено таким образом, что линия торцевой нагрузки будет проходить через ноль при снятии нагрузки. Тем не менее, и другие варианты очевидны для специалиста в данной области.

Подача в компенсационную камеру поддерживающего давления (TP) означает, что оно позволяет как устранить потери расхода в системе, так и обеспечить надлежащее регулирование перепада торцевой нагрузки вариатора.

При работе управление электрогидравлическими пропорциональными клапанами 52, 59 осуществляется хорошо

известным образом с целью создания желательных противодавлений в магистралях 55, 56 и в торцевых крышках 23, 24, чтобы вызвать перемещение основных роликов 12 в желательное положение. Фактически именно разница между более высоким давлением в магистрали (управляющим давлением) и более низким давлением в магистрали (поддерживающим давлением) определяет крутящие моменты в передаче. Таким образом, утверждается, что ролики находятся под "управлением от разности давлений". Как уже было описано, в конструкции для создания торцевой нагрузки также используется разница между более высоким и более низким из двух давлений в гидравлической схеме, и, следовательно, эта конструкция также находится под "управлением от разности".

Основная гидравлика новой системы гарантирует, что тангенциальная сила сцепления (TF) равна половине результирующей силы, создаваемой управляющим давлением (CP), действующим на управляющие роликами поршни двойного действия, за вычетом поддерживающего давления (TP) в поперечной плоскости вариатора. Это проиллюстрировано на фиг.5, где NCF и TF соответственно обозначают результирующую управляющую силу в поперечной плоскости и силу сцепления, TP и CP обозначают поддерживающее давление и управляющее давление, и CA обозначает угол продольного наклона поворотного шкворня.

Рационально, что путем обеспечения управления от разности давлений как для роликов, так и для конструкций, предназначенных для создания торцевой нагрузки, можно гарантировать то, что суммарная торцевая нагрузка NF (результат CP-TP) изменяется в соответствии с результирующим давлением (CP-TP), приложенным к управляющим роликами поршням. Следовательно, величина суммарной торцевой нагрузки NF непосредственно связана с величиной силы сцепления TF, и поэтому коэффициент сцепления (отношение TF/NF) будет оставаться постоянным в процессе всей работы вариатора. Следовательно, поддержание коэффициента сцепления ниже определенного заранее заданного значения, при котором обычно происходит проскальзывание, достигается автоматически.

На фиг.4 показана альтернативная конструкция для создания торцевой нагрузки, из которой видно, что постоянный и близкий к оптимуму коэффициент сцепления достигается за счет использования цилиндра для создания торцевой нагрузки с двумя камерами 50, 99 с равными размерами, при этом одна камера (50) находится под управляющим давлением (плюс давление центробежной силы в ней) в отличие от другой камеры (99), находящейся под поддерживающим давлением (плюс равное давление центробежной силы) с тем, чтобы как можно более точно согласовывать изменения в относящейся к ролику силе сцепления на поверхности контакта ролик/диск с изменениями в перпендикулярных силах, обусловленных торцевой нагрузкой. На данной фигуре используются те же номера позиций, что и на

фиг.3, для обозначения конструктивно или функционально идентичных элементов. В модификациях (как показано на фиг.3) узла для создания торцевой нагрузки размеры компенсационной камеры и камеры высокого давления при желании могут различаться с целью обеспечения неполной компенсации давления от центробежной силы с тем, чтобы коэффициенты сцепления уменьшались вместе со скоростью (частотой вращения).

Следует отметить, что система управления вариатором по настоящему изобретению по сравнению с системой по заявке на патент Великобритании GB-A-1600974 обладает очень существенными преимуществами, поскольку в конструкции по предшествующему техническому уровню отсутствует эффективное поддерживающее давление, действующее на управляющие роликами поршни, и в результате этого любое низкое давление, приложенное к ним для компенсации торцевой нагрузки, приведет к увеличению рабочего коэффициента сцепления, что вызывает опасность превышения предельного значения и нежелательные последствия, уже упомянутые выше.

В альтернативном варианте осуществления настоящего изобретения компенсирующее давление обеспечивается скорее из точки 70 смазки схемы на фиг.1 (противодавление), а не из магистрали 66 (поддерживающее давление). Тем не менее, следует отметить, что противодавление, хотя и не требует клапанной конструкции, которая выпускает жидкость с более низким давлением, все же не полностью компенсирует поддерживающее давление вследствие падений давления (потерь расхода) в системе.

Из вышесказанного очевидно, что главная функция настоящего изобретения заключается в изменении торцевой нагрузки в соответствии с изменениями результирующей силы, действующей со стороны управляющих роликами поршней, с тем, чтобы поддерживать коэффициент сцепления (CT) на поверхности контакта ролик-диск постоянно ниже предельного значения, при котором сцепление будет потеряно. Несмотря на то, что в вышеописанном устройстве используется один возможный способ достижения данного эффекта, очевидно, что можно использовать любой из целого ряда различных способов. Например, можно использовать клапанное устройство 150, показанное на фиг.6, которое содержит первую и вторую камеры, обозначенные соответственно 152 и 154, и поршень с двумя головками, обозначенный в целом поз. 156. Первый поршень 158а содержится внутри первой камеры 152 и служит для разделения ее на две части 152а, 152b, в которые подается рабочая жидкость соответственно от клапанной конструкции, которая выпускает жидкость под самым высоким давлением, и от клапанной конструкции, которая выпускает жидкость под самым низким давлением. Второй поршень 156b содержится внутри второй камеры и в рабочем состоянии соединен посредством соединительного элемента 158 с первым поршнем 158а для смещения вместе с ним. На стороне, удаленной от соединительного элемента 158,

вторая камера имеет впускное отверстие 159 для приема рабочей жидкости от независимо приводимого в действие насоса 160, управляемого контроллером 162. Первое выпускное отверстие 164 из второй камеры обеспечивает подачу рабочей жидкости в целях создания торцевой нагрузки и может подавать рабочую жидкость в простую однокамерную конструкцию для создания торцевой нагрузки, такую как показана на фиг.1. Рационально, что это выпускное отверстие может быть заменено простым выпускным отверстием (не показанным) во впускном отверстии 159. Второе выпускное отверстие 166 расположено под поршнем 156b и служит для возврата гидравлической жидкости в резервуар 35 (фиг.2). Поршень 156b и выпускное отверстие 166 расположены относительно друг друга таким образом, что поршень служит для регулирования потока через выпускное отверстие 166 и, следовательно, для регулирования давления P1 и величины торцевой силы. Если давление P1 поднимается свыше заранее определенного значения, поршень 156b смещается для открытия выпускного отверстия и восстановления надлежащего давления. Наоборот, если это окажется необходимым, поршень 156b может сместиться для закрытия выпускного отверстия 166 (или частично, или полностью) и восстановить давление. Предусмотрено дополнительное выпускное отверстие 167 для слива из зоны за поршнем 156b и обеспечения возможности выхода воздуха, захваченного за поршнем 156b. При желании выпускное отверстие 167 может быть расположено таким образом, что оно также обеспечивает сброс давления в случае нарастания избыточного давления. В альтернативном варианте можно использовать контроллер 162 для изменения производительности насоса 160 и, следовательно, давления P1 таким образом, что оно никогда не будет превышать заранее определенного значения. Такая ситуация может, например, возникнуть при высоких частотах вращения, когда воздействие центробежного давления на гидравлику в механизме, предназначенном для создания торцевой нагрузки, существенно и отрицательно влияет на суммарную торцевую нагрузку.

В процессе работы гидравлический насос 160 приводится в действие и создает давление P1 во второй камере 154, которое действует на второй поршень 156b, а также подает гидравлическое давление для создания торцевой нагрузки. Давления P2, P3, действующие на обе стороны первого поршня 158a, равны соответственно высокому и низкому давлению в магистралях 48 и 66. Разность между P2 и P3 используется для противодействия P1, так что поршень 156b смещается в направлении одной или другой из стрелок W в зависимости от величины разности между P1 и P2-P3 с тем, чтобы увеличить или уменьшить сопротивление в выпускном отверстии 166. Рационально, что эта конструкция позволяет изменять величину давления от торцевой нагрузки и, следовательно, усилие торцевой нагрузки в соответствии с результирующим давлением, действующим на управляющие роликами поршни (P2-P3), поскольку P2 и P3

представляют собой управляющее давление CP и поддерживающее давление TP управляющих роликами поршней. Следовательно, при этой простой конструкции двухкамерное устройство для создания торцевой нагрузки не является абсолютно необходимым, и конструкция может быть до некоторой степени упрощена. Точное соотношение между давлениями P1, P2 и P3 зависит от относительных размеров поршней 156a, 156b, которые могут быть изменены для получения любого требуемого соотношения. Например, поршни одинакового размера вызовут изменение давления P1 точно пропорционально разности P2 и P3, в то время как другие размеры приведут к модификации характера данного изменения. В том случае, когда P1 едва достигает величины давления, при которой торцевая нагрузка будет такой, что она вызовет превышение предельного значения коэффициента сцепления, поршень 158b сместится в положение, в котором он закрывает выпускное отверстие 166, и давление восстанавливается.

Для полноты описания следует добавить, что два фактора ведут к изменению описанного выше соотношения между торцевой нагрузкой и нормальной силой на поверхности контакта ролик/диск. Во-первых, при заданной торцевой нагрузке (нормальная) сила будет увеличиваться обратно пропорционально косинусу угла передаточного отношения роликов (0° при 1:1). Во-вторых, будет существовать разница между нормальными силами на концевых и центральных дисках, которая возникает из-за осевой составляющей результирующей управляющей силы, действующей на ролик, она будет равна результирующей силе, умноженной на синус угла продольного наклона поворотного шкворня. Поскольку оба этих эффекта сравнительно малы, при вышеописанной трактовке они игнорируются.

Клапан, который выпускает жидкость с самым низким давлением, на фиг.2 и фиг. 9 может применяться в ряде случаев, отличных от описанного выше случая применения, и, следовательно, этот клапан описывается теперь более подробно. В частности, клапан 200 содержит первое и второе входные отверстия 202, 204, предназначенные для приема жидкости с первым и вторым давлениями P6, P7, выходное отверстие 206 для приема жидкости при более низком из двух давлений P6, P7 и обтюратор, обозначенный в целом поз. 208, быстро реагирующий на различные давления с целью облегчения прохода только жидкости с самым низким давлением к указанному выходному отверстию 206. Клапан еще включает в себя две камеры 210, 212, каждая из которых связана с соответствующим входным отверстием, и канал 214, сообщающийся по жидкости у первого конца 214a с камерой 210 и у своего в других отношениях свободного второго конца 214b - с камерой 212. Средняя точка канала 214 соединена с выходным отверстием 206 клапана для прохода жидкости описанным ниже образом. Каждый конец канала имеет контактную площадку 216, 218 уплотнения. К дополнительным признакам клапана относится то, что он содержит пару уплотняющих элементов, показанных, например, в виде шариков 220,

222 (63, 64 на фиг.2), каждый из которых может свободно перемещаться в пределах границ соответствующих камер 210, 212 и/или закрывать, или открывать соответствующие концы канала 214. Два уплотняющих элемента 220, 222 удалены друг от друга на расстояние, превышающее расстояние между указанными контактными площадками уплотнения, с помощью дистанционирующего элемента 224, проходящего между ними, так что в процессе работы жидкость, находящаяся при более высоком давлении, вызывает смещение уплотняющих элементов с целью закрытия конца (канала), связанного с жидкостью, находящейся под более высоким давлением, и поддержания заданного расстояния или зазора G между уплотняющим элементом, связанным с жидкостью, находящейся под более низким давлением (220 на фиг.9). При такой конструкции проход в канал 214 остается незакрытым, и жидкость с более низким давлением может свободно проходить к выходному отверстию 26, тем самым обеспечивая поступление жидкости с более низким из двух давлений для последующего использования.

Формула изобретения:

1. Узел вариатора, содержащий вариатор такого типа, в котором сцепление осуществляется путем качения по тороидальной поверхности качения, который имеет входные и выходные диски (78, 79), ролики (12), приводимые в действие гидравлическим поршнем, расположенные между указанными дисками и функционирующие для передачи сцепления между ними, и средство (89, 50) для создания торцевой нагрузки, служащее для смещения дисков в направлении друг к другу, средство (58, 59) гидравлического управления, предназначенное для изменения торцевой нагрузки в соответствии с изменениями силы, действующей со стороны управляющих роликами поршней (20, 21), для поддержания коэффициента сцепления на поверхности контакта ролик - диск постоянно ниже предельного значения, при котором сцепление будет потеряно, отличающийся тем, что управляющие роликами поршни (20, 21) представляют собой поршни двойного действия, управляемые разностью давлений в средстве (58, 59) гидравлического управления и первым клапаном (45, 46), связанным с первой и второй гидравлическими схемами (37, 38) указанного средства гидравлического управления для подачи жидкости с большим из двух давлений в схемы, ведущие к камере (50) более высокого давления средства для создания торцевой нагрузки, и вторым клапаном (63, 64), связанным с первой и второй гидравлическими схемами (37, 38) для подачи жидкости при более низком из двух давлений в схемы, ведущие к компенсационной камере (89) средства для создания торцевой нагрузки.

2. Узел вариатора по п.1, отличающийся тем, что первый клапан (45, 46) является клапаном, выпускающим жидкость с более высоким давлением, и второй клапан (63, 64) является клапаном, выпускающим жидкость с более низким давлением.

3. Узел вариатора по одному из п.1 или 2, отличающийся тем, что средство управления

содержит средство (58, 59) для изменения торцевой нагрузки в соответствии с предварительно заданной функцией силы, действующей со стороны управляющих роликами поршней (20, 21).

4. Узел вариатора по одному из пп.1-3, отличающийся тем, что указанное средство управления содержит средство (58, 59) для изменения торцевой нагрузки пропорционально силе, действующей со стороны управляющих роликами поршней (20, 21).

5. Узел вариатора по одному из пп.1-4, отличающийся тем, что средство для создания торцевой нагрузки (50, 89, 50, 99) содержит средство для приложения усилия торцевой нагрузки пропорционально силе, действующей со стороны управляющих роликами поршней (20, 21).

20 6. Узел вариатора по п.5, отличающийся тем, что управляющие роликами поршни двойного действия содержат противолежащие головки поршней, скользящие внутри коаксиальных цилиндрических крышек (23, 24), в каждую из которых рабочая жидкость подается из отдельного источника рабочей жидкости.

7. Узел вариатора по п.5, отличающийся тем, что управляющие роликами поршни (20, 21) двойного действия содержат поршни с одной головкой, расположенные внутри цилиндрической камеры, причем противоположные поверхности каждого указанного поршня открыты для воздействия со стороны отдельных источников рабочей жидкости, давление рабочей жидкости в каждом из которых можно регулировать независимо от другого.

8. Узел вариатора по одному из пп.5-7, отличающийся тем, что средство для создания торцевой нагрузки (50, 89, 50, 99) содержит камеру (50) высокого давления и камеру (89, 99) компенсирующего давления, последняя из которых снабжается рабочей жидкостью с давлением, равным более низкому из двух давлений, действующих на управляющие роликами поршни (20, 21).

45 9. Узел вариатора по п.8, отличающийся тем, что камера (50) высокого давления средства для создания торцевой нагрузки снабжается рабочей жидкостью с давлением, равным более высокому из двух давлений, действующих на управляющие роликами поршни (20, 21).

10. Узел вариатора по любому из пп.5-9, отличающийся тем, что средство (58, 59) управления включает в себя параллельные первую и вторую гидравлические схемы (37, 55, 38, 56), в каждую из которых подается ее собственная рабочая жидкость из одного или другого из указанных источников с помощью ее собственного нагнетательного насоса (32, 33) и каждая из которых выполнена со своим нагнетательным управляющим клапаном (58, 59) для создания желательного давления внутри данной схемы.

11. Узел вариатора по п.10, отличающийся тем, что включает схему (74) смазки, имеющую средство (72) для регулирования давления в схеме, и в котором указанная схема смазки присоединена для подачи жидкости с регулируемым давлением в компенсационную камеру (89, 99) средства для создания торцевой нагрузки.

12. Узел вариатора по любому из пп.1-11.

отличающийся тем, что включает клапан, выпускающий жидкость с более низким давлением, содержащий первое и второе входные отверстия (202, 204) для приема жидкости с первым и вторым давлениями, выходное отверстие (206) для жидкости, имеющей более низкое из двух давлений, при которых жидкость подается к клапану, и обтюратор (220, 222, 224), реагирующий на первое и второе давления для облегчения прохождения только жидкости более низкого давления к выходному отверстию (206).

13. Узел вариатора по п.12, отличающийся тем, что обтюратор (220, 222, 224) содержит канал (214), первый конец которого сообщается по жидкости с источником жидкости высокого давления, второй конец которого сообщается по жидкости с источником жидкости низкого давления, и промежуточная точка, которая сообщается с

выходным отверстием (206), причем каждый конец канала имеет контактную площадку уплотнения, предназначенную для взаимодействия с одним или с другим из пары уплотняющих элементов, при этом уплотняющие элементы удалены друг от друга на расстояние, превышающее расстояние между контактными площадками (214а, 214б) уплотнения, с помощью дистанционирующего элемента (224), проходящего между ними так, что в процессе работы жидкость, находящаяся при более высоком давлении, вызывает смещение уплотняющих элементов (220, 222) с целью закрытия конца, взаимодействующего с жидкостью высокого давления, и открытия конца, взаимодействующего с жидкостью низкого давления, чтобы тем самым заставить жидкость низкого давления проходить к выходному отверстию (206).

20

25

30

35

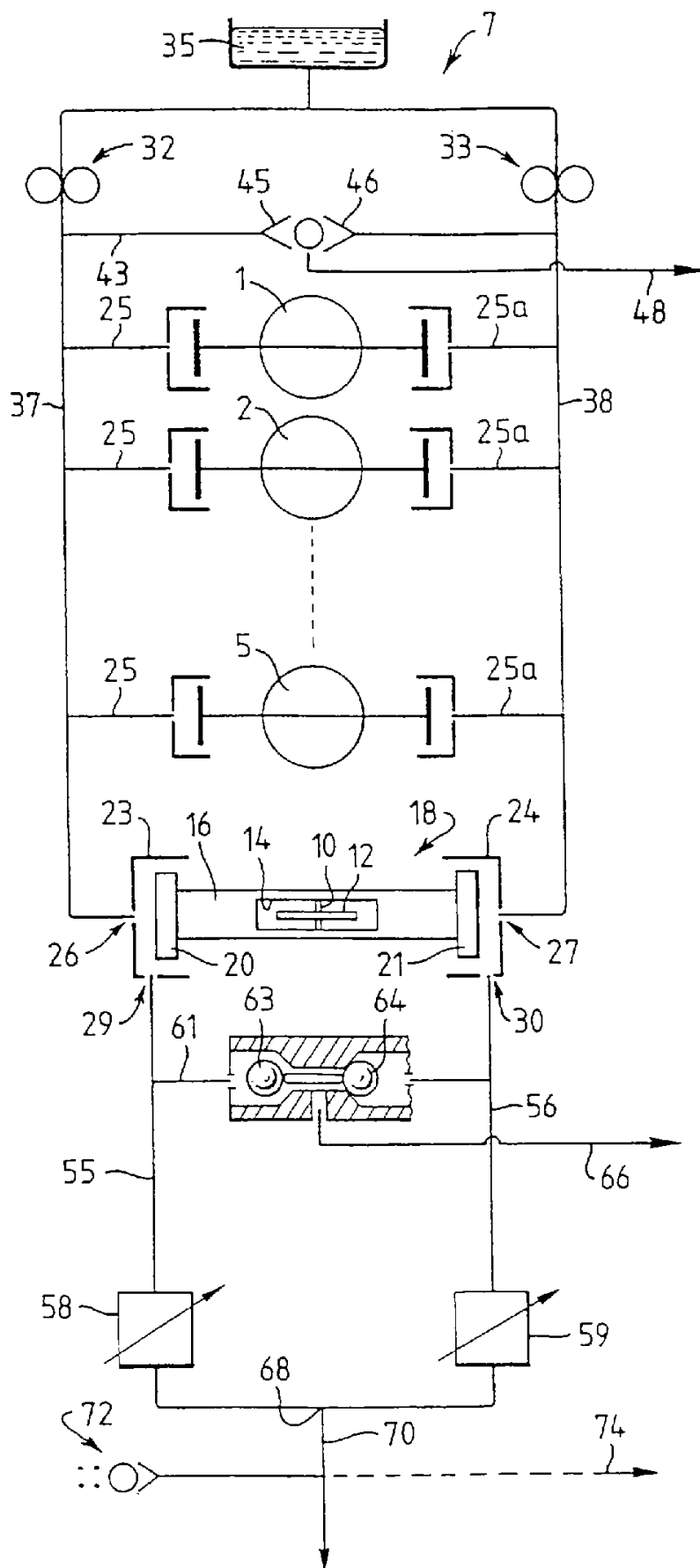
40

45

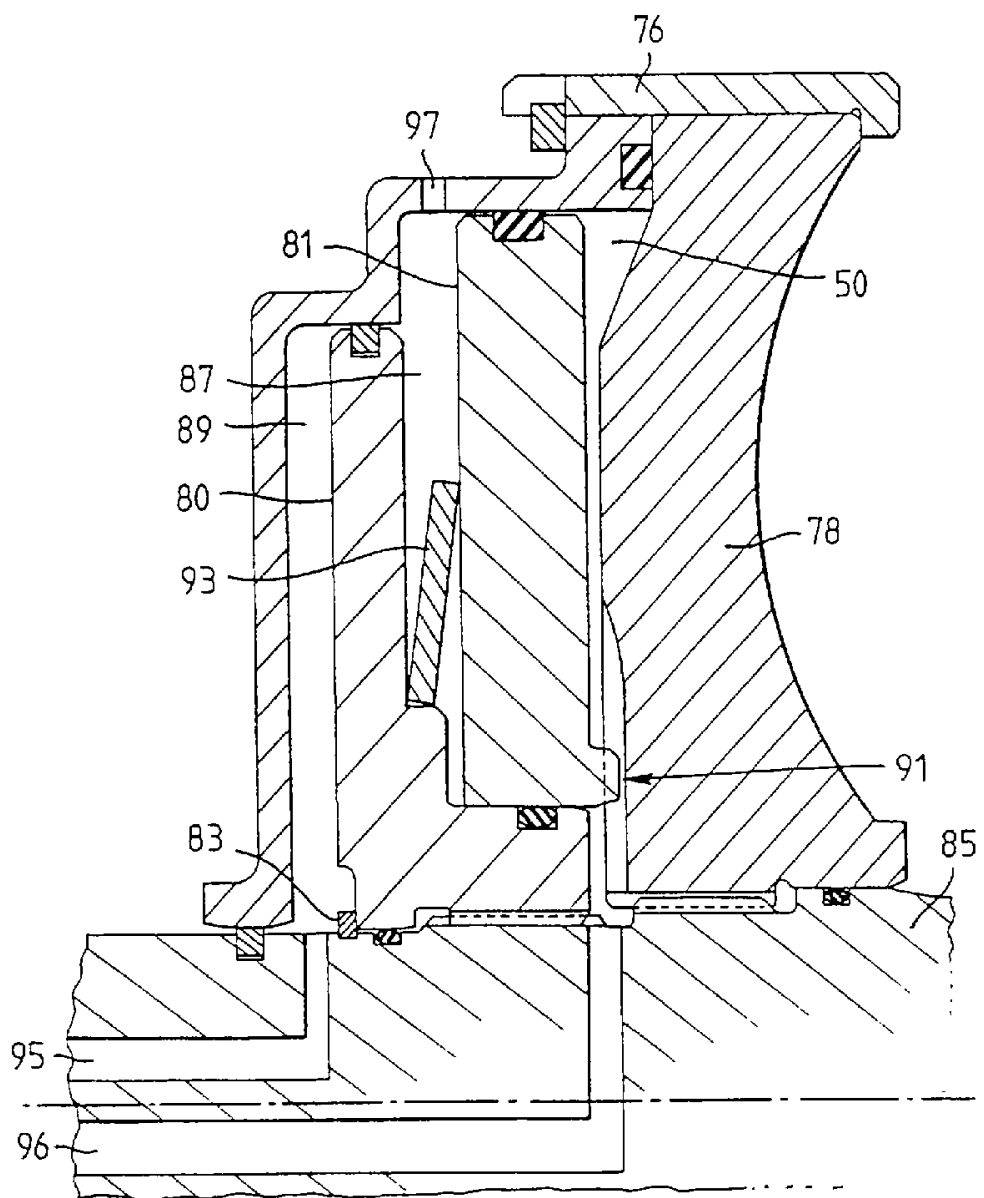
50

55

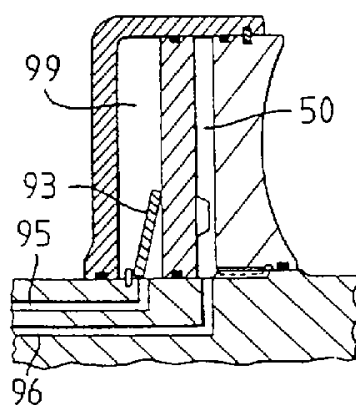
60



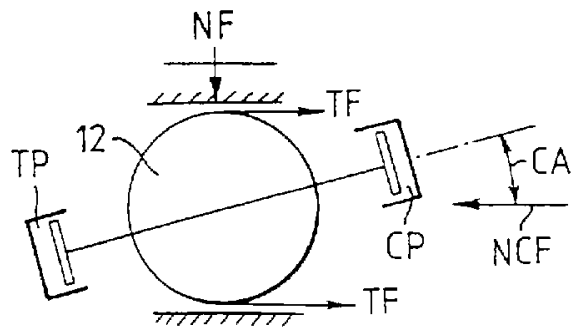
Фиг.2



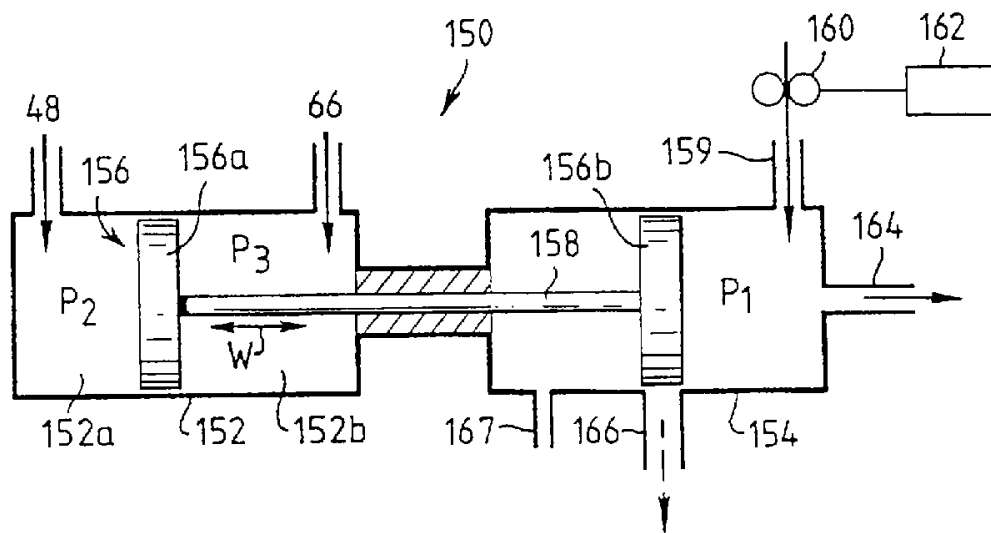
Фиг.3



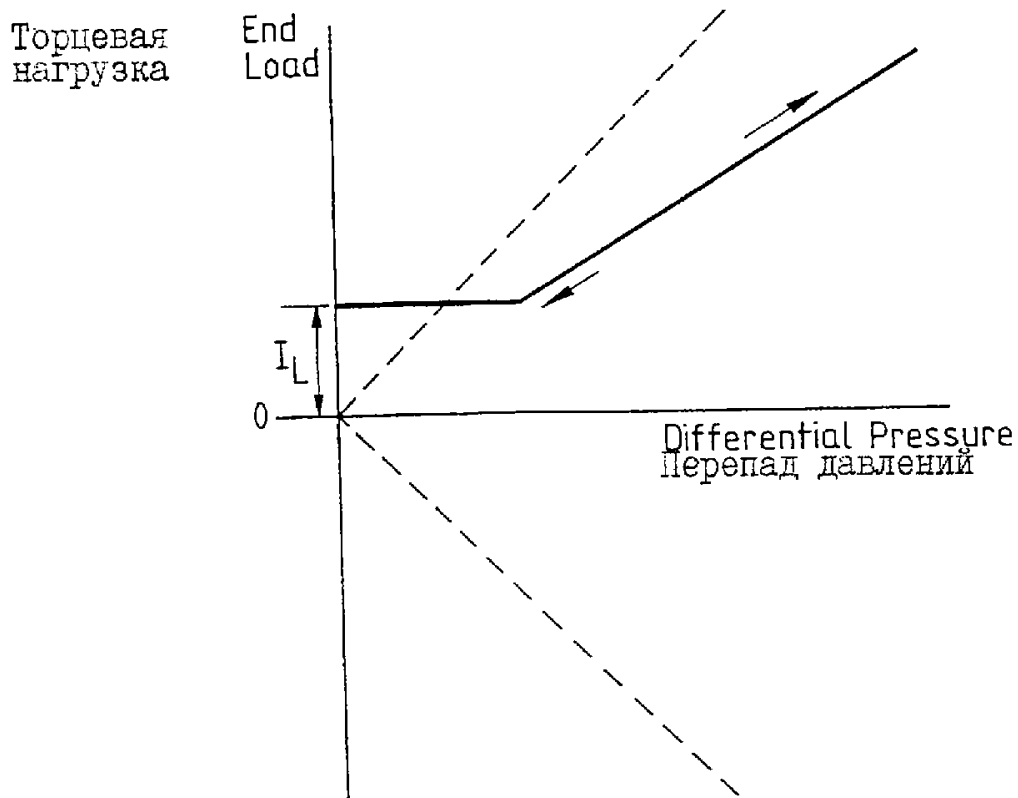
Фиг.4



Фиг.5



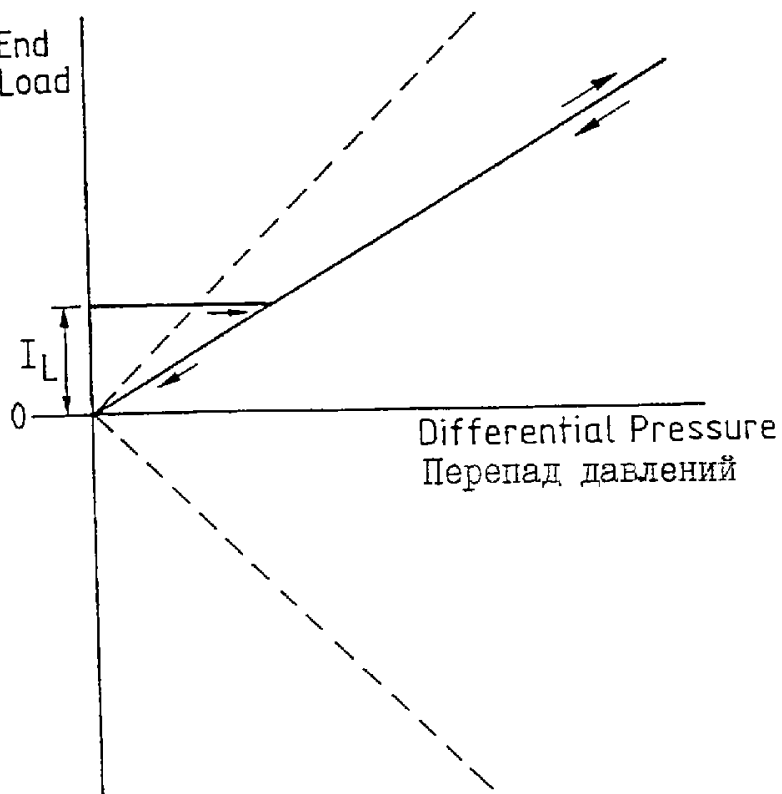
Фиг.6



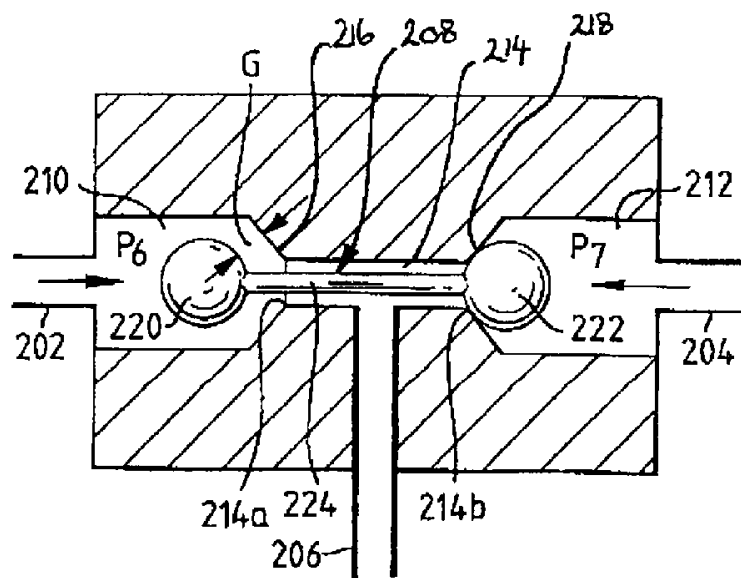
Фиг.7

Торцевая нагрузка

End Load



Фиг.8



Фиг.9