

Определим распределения структурных элементов по иерархическим уровням. Для этого решим задачу

$$M_s = \langle S_y; R_1, \dots, R_m \rangle; S_y \rightarrow L. \quad (11)$$

Управляющие подсистемы s_y распределены по иерархическим уровням управления. Обозначим через S_y^l число управляющих элементов организационной системы, распределенных на l -м иерархическом уровне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пайзиев Э., Н.А. Гулбаев «Обеспечение надежности управления распределительными

УДК 681.12

электрическими сетями» Тез. Докл. Всесоюз. Конф. Молодых ученых и специалистов по вопросам повышения надежности и экономичности работы энергосистем (Новосибирск, май 1986 года).- Новосибирск, Сиб. НИИЭ, 1986. 58-63 стр.

2. Пайзиев Э.П., Садыков К.А., Гулбаев Н.А. К вопросу разработки информационной и технической интеграции автоматизированной системы управления предприятиями электрических сетей. Контроль и управление работой электрических сетей. Ташкент: Фан.1990. 35-42 стр.

3. Мамиконов А.Г. Методы разработки автоматизированных систем управления. М., 2013, 205 с.

ОБОСНОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ РОЛИКО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Думболов Д.У.

*кандидат технических наук, доцент,
профессор Академии военных наук РФ*

Тюнин С.В.

аспирант

*25 Государственный научно-исследовательский институт химмотологии
Министерства Обороны Российской Федерации,
г. Москва*

JUSTIFICATION OF HYDRODYNAMIC PARAMETERS OF HYDRAULIC DRIVES BASED ON ROLLER-BLADE HYDRAULIC MACHINE

Dumbolov D.U.

*Ph.D, associate professor
and professor of the Academy of Military Sciences*

Tyunin S.V.

assistant professor

*The 25th State Research Institute of Himmotology,
Ministry of Defense of Russian Federation,
Moscow*

АННОТАЦИЯ

Произведены расчеты основных гидродинамических параметров, позволяющих создать необходимое программное обеспечение для конструирования гидроприводов на основе роliko-лопастной гидромашинны.

ABSTARCT

The basic hydrodynamic parameters were calculated the necessary software was created for the design of hydraulic drives based on a roller-blade hydraulic machine.

Ключевые слова: роliko-лопастная гидромашинна, ролик-разделитель, рабочая камера, разгрузочный карман, синхронизирующая шестерня.

Key words: roll-bladed hydraulic machine, roller-separator, working chamber, unloading pocket, synchronizing gear.

Основной задачей механизации и автоматизации на автомобильных средствах заправки и транспортирования горючего является создание непрерывно регулируемого автоматизируемого привода насоса, который позволяет обеспечить плавность движения рабочих органов, имеет более высокий КПД, в свою очередь обладает меньшим весом и малыми габаритами.

Наиболее полно этим требованиям отвечает объемный гидропривод, который допускает перегрузки по мощности и крутящему моменту, позволяет производить свободную компоновку гидромашин, так как элементы гидропривода связаны лишь трубопроводами и их можно устанавливать в удобных для обслуживания местах. Кроме того, объемный гидропривод имеет

значительно меньшую массу, чем механический, гидродинамический или электрический привод той же мощности.

Из существующих типов гидроприводов перспективным является роliko-лопастной объемный привод, обладающий высокими технико-экономическими показателями. Применение роliko-лопастной гидромашины в приводе позволяет, в отличие от применяемых в настоящее время механических передач, получать бесступенчатое регулирование в широком диапазоне частот вращения и момента, допуская длительную и устойчивую работу под нагрузкой и с достаточно высоким КПД.

Таким образом целью работы является обоснование гидродинамических параметров гидроприводов на основе роliko-лопастной гидромашины для использования в различных средствах механизации.

Внедрение роliko-лопастных гидромашин долгое время задерживалось из-за отсутствия необходимых знаний, методики расчёта, опыта конструирования и эксплуатации. В связи с чем, были проведены теоретические исследования по определению зависимости крутящего момента от конструктивных параметров и параметров рабочего тела, зависимости неравномерности крутящего момента от конструктивных параметров гидромотора, зависимости пускового момента гидромотора от его конструктивных параметров, а также определению параметров гидростатической разгрузки роликoв-разделителей, позволяющие определить влияние конструктивных и

эксплуатационных факторов на отдельные составляющие потерь гидромотора.

Одним из основных факторов, влияющих на производительность роliko-лопастной гидромашины, является зависимость крутящего момента от конструктивных параметров и параметров рабочего тела.

Из схемы замкнутой рабочей камеры К роliko-лопастного гидромотора, представленной на рис. 1, видно, что давление жидкости в камере, отмеченной точечной штриховкой, равно давлению на входе в гидромотор, которое действуя на лопасть ротора, развивает крутящий момент. Единственной неуравновешенной силой, возникающей от давления жидкости и создающей на роторе крутящий момент, является сила:

$$R = \Delta p \cdot F, \quad (1)$$

где $\Delta p = P_H - P_{cl}$ – активный перепад давления на лопасти, равный разности давлений в подводящем и отводящем каналах гидромотора; F – рабочая площадь лопасти.

$$F = \frac{D_H - D_n}{2 \cdot \sin \beta} \cdot b,$$

где D_H – диаметр лопасти ротора; D_n – диаметр поверхности перекатывания ротора; b – ширина лопасти ротора.

Следовательно, сила R составляет величину:

$$R = (P_H - P_{cl}) \cdot \frac{D_H - D_n}{2 \cdot \sin \beta} \cdot b$$

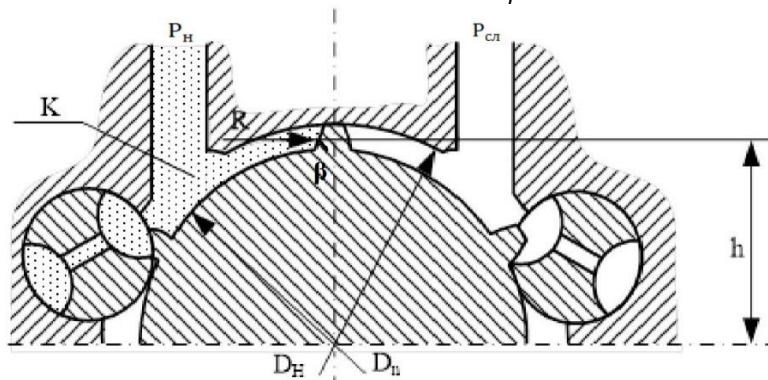


Рис. 1. Схема рабочей камеры роliko-лопастного гидромотора

Расчётная величина крутящего момента M на валу рассматриваемого гидромотора с одной лопастью равна произведению силы, развиваемой перепадом давления жидкости $\Delta p = P_H - P_{cl}$ на рабочую площадь лопасти F , на плечо h приложения этой силы (расстояние от оси вращения до центра давления рабочей площади лопасти) $M = R \cdot h = \Delta p \cdot F \cdot h$.

Из рис. 1 видно, что плечо приложения силы:

$$h = \frac{D_H}{2} - \frac{D_H - D_n}{4} = \frac{D_H + D_n}{4}.$$

В соответствии с этим расчётная величина крутящего момента:

$$M = R \cdot h = \Delta p \cdot F \cdot h = \frac{\Delta p \cdot (D_H - D_n) \cdot b}{2 \cdot \sin \beta} \cdot \frac{D_H + D_n}{4} = \frac{\Delta p \cdot b}{8 \cdot \sin \beta} \cdot (D_H^2 - D_n^2).$$

Так как гидромотор симметричный, и у него всегда две диаметрально противоположные лопасти находятся под действием активного перепада давления Δp , то момент M удваивается и будет иметь величину на валу

$$M = \frac{\Delta p \cdot b}{4 \cdot \sin \beta} \cdot (D_H^2 - D_n^2), \quad (2)$$

Другим основным фактором, влияющим на производительность ролико-лопастной гидромашины, является зависимость неравномерности крутящего момента от конструктивных параметров гидромотора [1].

Для определения степени неравномерности крутящего момента на валу гидромотора, возникающей во время вращения ротора,

рассмотрим несколько положений ротора при повороте на определённый угол в диапазоне угла от 0° до 60° , аналогично описанным в работе [2] (рис. 2).

В исходном положении, при угле поворота ротора $\alpha = 0^\circ$, подведенная под давлением P_H к каналу П жидкость поступает в камеры 1, которые ограничиваются лопастями 4 и роликами-разделителями 7. Уплотнение рабочих камер осуществляется наличием малых зазоров между вершиной лопастей и корпусом, а также между ротором и роликами-разделителями. В камерах 1 жидкость находится под давлением P_H , в камерах 2 существует промежуточное давление, определяемое утечками из камер 1 и перетечками в камеры 3, сообщенные с каналом С давления слива $P_{сл}$.

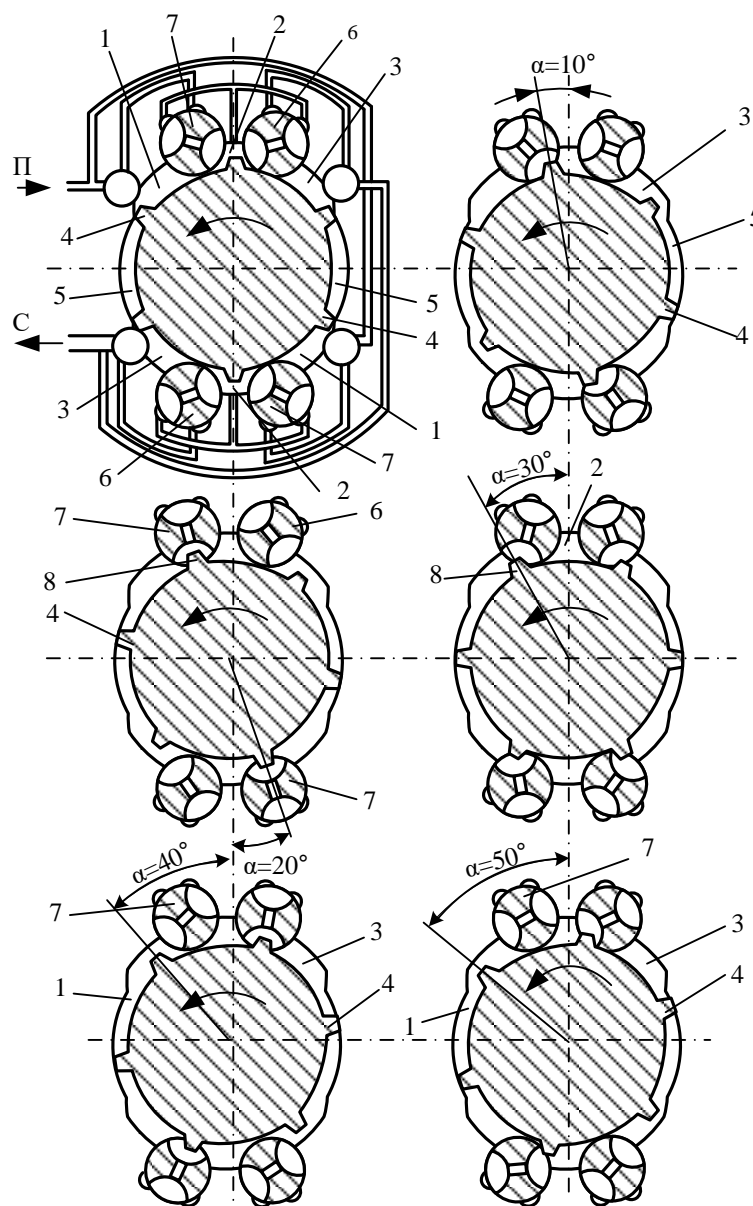


Рис. 2. Схема работы ролико-лопастного гидромотора

При повороте ротора гидромотора под действием неуравновешенной силы R в пределах

угла поворота $\alpha = 0^\circ - 10^\circ$ объем рабочей камеры изменяется на величину:

$$\Delta q = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_H^2 - D_n^2}{4} \right) \cdot \frac{\Delta \alpha}{360} \cdot b, (3)$$

где D_H – диаметр лопасти ротора; D_n – диаметр поверхности перекачивания ротора; b – ширина лопасти ротора.

Такое же количество жидкости вытесняется лопастями 4 в отводящий канал С. Сила, создающая момент на роторе, определяется зависимостью:

$$R = (P_H - P_{cl}) \cdot \left(\frac{D_H - D_n}{2 \cdot \sin \beta} \right) \cdot b, (4)$$

Так как соединение камер 2 и 1 не изменяет активного перепада давления Δp на лопастях гидромотора, при повороте ротора гидромотора в пределах угла $\alpha = 10^\circ - 20^\circ$ рабочие камеры 1 расширяются от лопастей 4 до роликов-разделителей 7, причём камеры 1 и 2 свободно соединяются вследствие наличия зазоров между стенками паза в роликах-разделителях 7 и профилем лопастей 8 ротора.

Изменение объема рабочей камеры Δq , и величины неуравновешенной силы R на роторе, создающей момент, определяются на этом перепаде также соотношениями (3) и (4).

По мере дальнейшего поворота ротора до угла $\alpha = 30^\circ$ из камер 1 жидкость, вытесняемая лопастями 8, перетекает в промежуточные камеры 2.

Затем при переходе к углам $\alpha = 40^\circ$ и $\alpha = 50^\circ$ когда камеры 1 вновь ограничиваются лопастями 4 и роликами-разделителями 7, лопасти 4 вытесняют такое же количество жидкости в камеры 3 и отводящий канал С.

Таким образом, в течение всех шести стадий поворота ротора на угол α от 0° до 60° сохраняются постоянными приращения объема рабочих камер гидромотора Δq и величина силы R , создающей крутящий момент.

Зависимость пускового момента гидромотора от его конструктивных параметров также влияет на работу гидромотора [4].

Основными пусковыми характеристиками гидромотора являются: пусковой момент, перепад давлений пуска и минимальный перепад давления (ΔP_{min} при $h=0$), необходимый для страгивания выходного вала без нагрузки.

Для ролико-лопастных гидромоторов достаточным является определение минимального перепада давлений, необходимого для страгивания без нагрузки, т.к. в данных гидромоторах с увеличением нагрузки величины зазоров практически не изменяются, отсутствует сухое трение в связи с использованием подшипников качения на роторе и роликах-разделителях.

На величину пускового момента и перепада давлений при пуске влияют такие факторы как гидромеханические потери:

1) на сухое и вязкостное трение между элементами гидромотора;

2) на местные гидравлические потери подводящего и отводящего каналов и внутри гидромотора;

3) от свободного обтекания лопасти ротора при прохождении её в нерабочей зоне.

Потери на перемешивание жидкости в корпусе, в связи с тем, что набегающая часть пазов в роликах-разделителях работает как лопасть и размешивает рабочую жидкость, а также потери, связанные с возникновением гидравлического клина в зазорах, не могут оказывать своего влияния на величину пускового момента потому, что частота вращения ротора практически равна нулю или же имеет минимальное значение.

Поэтому рассмотрим только те факторы, которые влияют на пусковые характеристики гидромотора.

В ролико-лопастных гидромоторах конструктивно обеспечено наличие постоянных зазоров между движущимися поверхностями рабочих органов гидромотора. В результате этого все поверхности, движущиеся относительно друг друга, имеют масляную пленку, поэтому сухое трение между рабочими органами гидромотора отсутствует. Величина зазоров выдерживается постоянной в результате использования подшипников качения на роторе и роликах-разделителях. Сухое трение также отсутствует в зубчатом зацеплении синхронизирующего механизма, т.к. это зацепление является не силовым.

На пусковой момент будут оказывать влияние потери на вязкостное трение в зазорах между корпусом и роликами-разделителями, корпусом и ротором. Силу вязкостного трения в момент страгивания рассмотрим, как гидравлическое сопротивление слоя жидкости в зазоре сдвигающей силы. Касательное напряжение в любой точке потока жидкости в уплотняющих зазорах между подвижными и неподвижными поверхностями рассчитаем по закону Ньютона:

$$\tau = -\mu \frac{u}{h} \pm \frac{1}{2} \cdot (h - 2 \cdot y) \frac{\Delta P}{dx}, (5)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости; u - скорость частиц жидкости в сечении нормальном к поверхности; h - толщина слоя рабочей жидкости (величина зазора); $\frac{\Delta P}{dx}$ - градиент давления.

Сила трения определится из уравнения

$$F_i = \left(\mu \cdot \frac{u_i}{h_i} \pm \frac{h_i}{2} \cdot \frac{dP}{dx} \right) \cdot S_i, (6)$$

где S_i - площадь i -той поверхности.

$$S_i = L_i \cdot \omega_i,$$

где L_i - длина i -того зазора в направлении движения; ω_i - ширина i -того зазора, в направлении перпендикулярном к движению потока жидкости.

Суммарный момент потерь на вязкостное трение в зазорах между подвижными и

неподвижными поверхностями определим из выражения:

$$\sum M_{\text{ж.тр.}} = \sum_{i=1} \left(\mu \cdot \frac{u_i}{h_i} \pm \frac{h_i}{2} \cdot \frac{dP}{dx} \right) \cdot S_i \cdot R_i, \quad (7)$$

где S_i - площадь i -той подвижной поверхности; R_i - радиус от центра вращения до центра i -той подвижной поверхности.

Суммарные потери на вязкостное трение в гидромоторе, выраженные через перепад давления, вычислим через известное выражение для определения крутящего момента через перепад давления и объемную постоянную гидромотора:

$$M = 1,59 \Delta p q, \quad (8)$$

Для преодоления суммарного момента потерь на вязкостное трение в гидромоторе необходим определённый перепад давления. Преобразовав выражение (8), получим:

$$\sum \Delta p_n = \frac{\sum M_{\text{ж.тр.}}}{1,59 \cdot q}, \quad (9)$$

где Δp_n - перепад давления, необходимый для преодоления суммарного момента вязкостного трения.

Суммарные потери крутящего момента в момент пуска гидромотора:

$$\sum M_n = \sum M_{\text{ж.тр.}}, \quad (10)$$

На основании вышеизложенного перепад давления страгивания должен быть равен или больше суммарных потерь давления:

$$\Delta p_{\text{ст}} \geq \sum \Delta p_n.$$

Одним из важных условий стабильной и надежной работы ролико-лопастной гидромашины является устойчивая работа роликов-разделителей, которую целесообразно осуществить в гидромашине с использованием гидростатической разгрузки, параметры которой и необходимо обосновать.

На ролик-разделитель действуют радиальные силы со стороны рабочей камеры и межроликовой полости. Кроме этого, дополнительную радиальную силу создаёт синхронизирующий механизм. Гидростатическая разгрузка ролика-разделителя должна уравновесить эти силы.

Для уравновешивания сил, действующих со стороны рабочей камеры и межроликовой полости, необходимо, чтобы площадь разгрузочного кармана была равна площади поверхности ролика-разделителя, соприкасающейся с рабочей камерой или же с межроликовой полостью, и чтобы карман был расположен диаметрально противоположно этим камерам.

Для определения площади и месторасположения карманов гидростатической разгрузки роликов-разделителей рассмотрим силы, действующие на ролик-разделитель. На рис. 3 показан ролик-разделитель, ротор и выточка в корпусе.

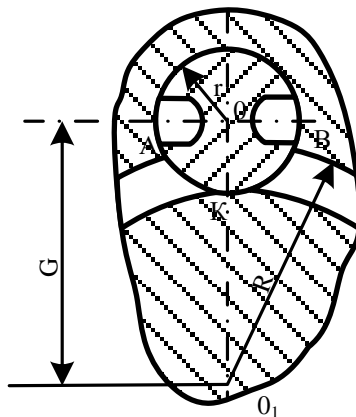


Рис. 3. Схема месторасположения ролика-разделителя, ротора и выточки в корпусе

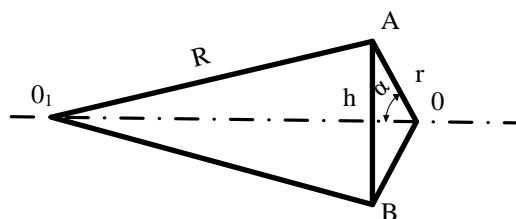


Рис. 4. Геометрическая схема месторасположения ролика-разделителя, ротора и выточки

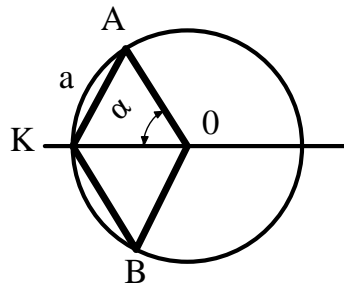


Рис. 5. Геометрическая схема ролика-разделителя

Для определения сил, действующих на ролик-разделитель со стороны рабочей камеры, вначале найдём длины хорд АВ и КВ, АК (хорды АК и КВ при этом равны).

Для нахождения длины хорд рассмотрим расположение точек пересечения, показанные на рис. 4.

По теореме косинусов из треугольника OO₁A

$$R^2 = r^2 + G^2 - 2 \cdot r \cdot G \cdot \cos \alpha, \text{ отсюда } \cos \alpha = \frac{r^2 + G^2 - R^2}{2 \cdot r \cdot G}, \text{ или } \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{r^2 + G^2 - R^2}{2 \cdot r \cdot G}\right)^2},$$

где G - межцентровое расстояние между ротором и роликом-разделителем; R - радиус большой выточка; r- радиус расточки под ролик-разделитель, равный половине диаметра ролика-разделителя; $g = \frac{AB}{2}$ - половина хорда, соединяющей точки пересечения двух-окружностей радиусом R и радиусом r.

Определим длину половины хорды АВ:

$$g = r \cdot \sin \alpha = r \sqrt{1 - \left(\frac{r^2 + G^2 - R^2}{2 \cdot r \cdot G}\right)^2}$$

полная хорда АВ равна $2g = 2 \cdot r \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r^2 + G^2 - R^2}{2 \cdot r \cdot G}\right)^2}$.

Анализируя рис. 5, определим длину хорды АК. Длины хорд АК и КВ обозначим через a:

$$a = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot r \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \alpha)}$$

Так как $\cos \alpha$ определён выше, то

$$a = 2 \cdot r \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot r \cdot G - r^2 - G^2 + R^2}{4 \cdot r \cdot G}} = r \sqrt{\frac{R^2 - (G - r)^2}{r \cdot G}}. \quad (11)$$

Сила, действующая на ролик-разделитель со стороны рабочей камеры, равна:

$$P_p = p \cdot a \cdot L_1,$$

где p - давление рабочей жидкости в рабочей камере; a - длина хорды АК = КВ; L₁ - длина рабочей камеры.

Сила P приложена в центре L₁, длины рабочей камеры. В результате того, что в ролике-разделителе во время вращения появляется момент трения, то в синхронизирующих шестернях появится также радиальная сила, которая будет действовать на ролик-разделитель.

Для определения момента трения в ролике-разделителе определим силу трения масляного слоя, появляющуюся вследствие вращения ролика-разделителя в расточках корпуса [3]. Сила трения на одной цапфы равна:

$$P_{тр} = \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx}\right) \cdot l \cdot \pi \cdot d, \quad (12)$$

где μ - коэффициент динамической вязкости жидкости; u - линейная скорость вращения ролика-разделителя; h- радиальный зазор между роликом-

разделителем и корпусом; $\frac{dP}{dx}$ - градиент давления; l - длина цапфы; d - диаметр ролика-разделителя.

Это справедливо для случая, когда давление нагнетания действует на весь периметр цапфы, в действительности же только половина периметра находится под давлением рабочей жидкости, тогда формула (12) примет вид:

$$P_{тр} = \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx}\right) \cdot l \cdot \frac{\pi \cdot d}{2}.$$

Кроме того, у ролика-разделителя - две цапфы, и, следовательно, сила трения удваивается и равна:

$$P_{тр} = \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx}\right) \cdot l \cdot \pi \cdot d.$$

Момент трения на ролике-разделителе от силы трения равен:

$$M_{тр} = P_{тр} \cdot \frac{d}{2} = l \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx}\right).$$

Зная момент трения, можно определить радиальную силу, возникающую в

синхронизирующих шестернях от передаваемого момента[3]:

$$P_{ш} = \frac{2 \cdot M_{тр}}{d_{ш}} \cdot \operatorname{tg} Q,$$

где $M_{тр}$ - момент трения, возникающий на цапфах ролика-разделителя; $d_{ш}$ - диаметр основной окружности шестерни (у ролико-лопастных гидромашин диаметр основной окружности

$$P_{ш} = \frac{l \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx} \right)}{d} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,36397 \cdot l \cdot \pi \cdot d \cdot \left(\mu \cdot \frac{u}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{dP}{dx} \right). \quad (13)$$

Рассмотрим наиболее сложный случай разгрузки ролика-разделителя - когда ролик-разделитель находится с одной стороны под давлением нагнетания, а с другой стороны - под давлением слива.

шестерни равен диаметру ролика-разделителя) $d_{ш}=d$; Q - угол зацепления синхронизирующих шестерен.

Так как у ролико-лопастных гидромашин нормальное зацепление, то:

$$Q=20^\circ \text{ и } \operatorname{tg} 20^\circ = 0,36397.$$

Подставляя полученные значения в формулу, определяющую радиальную силу, получим:

Для определения сил, действующих на ролик-разделитель, рассмотрим рис. 6, где показано поперечное сечение ролика-разделителя в плоскости рабочей камеры.

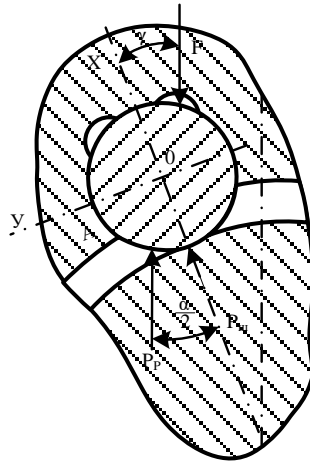


Рис. 6. Схема сил, действующих на ролик-разделитель

Примем, что ролик-разделитель представляет собой гладкий цилиндр, на который действуют силы со стороны рабочей камеры, синхронизирующих шестерен и со стороны разгрузочного кармана.

Для того, чтобы в цапфах не возникало реакции, т.е. чтобы ролик-разделитель был разгружен, необходимо, чтобы $\sum x = 0$; $\sum y = 0$, тогда:

$$F - \cos \gamma = P_{ш} + P_{тр} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (14)$$

где F - сила, действующая со стороны разгрузочного кармана; γ - угол, на котором действует сила F ; $P_{ш}$ - радиальная сила, возникающая в синхронизирующих шестернях; $P_{тр}$ - сила трения на цапфах; $\frac{\alpha}{2}$ - угол, на котором действует сила со стороны рабочей камеры.

$$F = \frac{P_{ш} + P_{тр} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \gamma};$$

$$F \cdot \sin \gamma = P_p \cdot \sin \frac{\alpha}{2};$$

$$F = P_p \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\sin \gamma}, \quad (15)$$

где P_p - сила, действующая со стороны рабочей камеры; $\frac{\alpha}{2}$ - угол, на котором действует сила со стороны рабочей камеры; γ - угол, на котором действует сила со стороны разгрузочного кармана; F - сила, действующая со стороны разгрузочного кармана; $P_{ш}$ - радиальная сила, возникающая в синхронизирующих шестернях.

Определим γ - угол приложения силы F .

Полная разгрузка от сил, действующих со стороны рабочей камеры, имела бы место при строгой симметрии разгрузочного кармана и рабочей камеры относительно центра ролика-разделителя. Но с целью уменьшения объемных потерь между разгрузочными карманами выполнена перемычка, в результате чего равнодействующая от сил, действующих со

стороны разгрузочного кармана, несколько изменит направление [5].

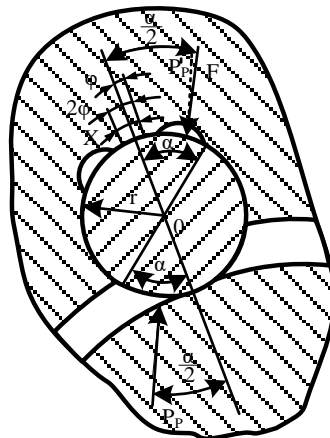


Рис. 7. Схема сил, действующих на ролик-разделителе со стороны рабочей камеры и разгрузочного кармана

По схеме, приведенной на рис. 7, видно, что без перемычки между карманами равнодействующая F была бы направлена против силы, действующей со стороны рабочей камеры.

Определим угол φ .

Из геометрии известно, что:

$$x = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{2 \cdot \varphi}{2} = 2 \cdot r \cdot \sin \varphi;$$

$$\sin \varphi = \frac{2 \cdot r}{x}.$$

Отсюда

$$\varphi = \arcsin \frac{2 \cdot r}{x}.$$

Смещение силы F по направлению от силы P_p будет равно половине полученного угла φ .

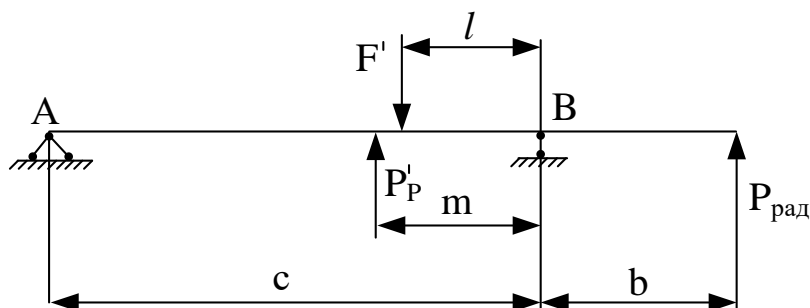
Определим направление приложения силы F:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} + \frac{\varphi}{2}.$$

Подставив полученные значения в уравнение (15), определим силу F:

$$F = P_p \cdot \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\sin(\frac{\alpha}{2} + \frac{\varphi}{2})}.$$

Зная силу F, на основании схемы нагружения ролика-разделителя, показанной на рис. 8, можем определить место приложения силы F.



$$F' = F \cdot \cos \gamma$$

$$P' = P_p \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

Рис. 8. Схема нагружения ролика-распределителя

m – расстояние от центра цапфы ролика-разделителя со стороны синхронизирующих шестерен до точки приложения проекции силы P_p , действующей со стороны рабочей камеры на ось 00_1 ; b – расстояние от центра цапфы ролика-разделителя со стороны синхронизирующих шестерен до точки приложения радиальной силы $P_{ш}$, возникающей в синхронизирующих шестернях; c – расстояние от центра цапфы ролика-разделителя со стороны синхронизирующих шестерен до точки приложения проекции силы F, действующей со стороны разгрузочного кармана, на ось 00_1

Из условия равновесия:

$$F' \cdot c - P'_p \cdot m + P_{ш} \cdot b = 0, \quad (16)$$

$$c = \frac{P'_p \cdot m - P_{ш} \cdot b}{F'}$$

Зная силу F можно определить площадь разгрузочного кармана. Площадь разгрузочного кармана равна:

$$f = \frac{F}{P}, \quad (17)$$

где f - площадь разгрузочного кармана ($f = a_1 \cdot l_1$); P - давление в рабочей камере; a_1 - длина хорды разгрузочного кармана; l_1 - длина разгрузочного кармана

$$a_1 = a - \frac{X}{2},$$

где X - положительное перекрытие в перемычке между двумя разгрузочными карманами

$$a = r \sqrt{\frac{R^2 - (G - r)^2}{r \cdot G}},$$

a определена ранее из уравнения (11).

Подставив значения в уравнение (17), получим:

$$\left(r \cdot \sqrt{\frac{R^2 - (G - r)^2}{r \cdot G}} - \frac{X}{2} \right) \cdot l_1 = \frac{F}{P'}$$

отсюда определим длину разгрузочного кармана:

$$l_1 = \frac{F}{P \cdot \left(r \cdot \sqrt{\frac{R^2 - (G - r)^2}{r \cdot G}} - \frac{X}{2} \right)}$$

Так как $F = P_p + P_{ш}$, то уравнение примет вид:

$$l_1 = \frac{P_p + P_{ш}}{p \cdot \left(a - \frac{X}{2} \right)}, \quad (18)$$

Зная длину разгрузочного кармана, определённую по уравнению (18), и центр разгрузочного кармана, определённый по уравнению (16), можно разместить разгрузочный карман, который будет воспринимать все нагрузки, действующие со стороны рабочей камеры и синхронизирующих шестерен.

На основании проведенных теоретических исследований следует что:

- крутящий момент гидромотора прямо пропорционален активному перепаду давления жидкости и не зависит от подводимой подачи;

- крутящий момент прямо пропорционален рабочему объему гидромотора;

- пусковой момент гидромотора, с учётом имеющихся суммарных потерь, определяется по выражению

$$M = 1,59 \cdot \Delta p \cdot q - \sum M_n,$$

или же через перепад давления страгивания

$$M = 1,59 \cdot \Delta p_{ст} \cdot q.$$

Таким образом, в результате проведенных теоретических исследований обоснованы основные гидродинамические параметры гидропривода на основе роliko-лопастной гидромашины по определению зависимости крутящего момента от конструктивных параметров и параметров рабочего тела, зависимости неравномерности крутящего момента от конструктивных параметров гидромотора, зависимости пускового момента гидромотора от его конструктивных параметров, а также определению параметров гидростатической разгрузки роликов-разделителей, позволяющие определить влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на отдельные составляющие потерь гидромотора. Указанные расчетные параметры позволяют создать программу расчёта гидродинамической грузоподъемности цапф роликов-разделителей.

Литература:

1. Д.У. Думболов, С.В. Тюнин. Измерение расхода топлива при эксплуатации военной и специальной техники расходомерами на основе роliko-лопастных гидромашин. Москва: Труды 25 ГосНИИ МО РФ. Выпуск № 58, 2018.

2. В.А. Лещенко. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., Машиностроение. 1975.

3. А.Ф. Осипов. Объемные гидравлические машины коловратного типа, Машиностроение. М., 1971.

4. Т.Н. Башта. Расчёты и конструкции самолётных гидравлических устройств. М., Оборонгиз. 1961.

5. Д.У. Думболов, Я.М. Зарецер, В.Н. Еремин, И.Д. Асметков. Влияние гидростатической разгрузки на трение в цапфах роликов – разделителей роliko-лопастных гидромашин. РАН Институт машиноведения им. А.А. Благоднарова. Межведомственный научный совет по трибологии при информационной поддержке журналов «Трение и износ» и «Сборка в машиностроении, приборостроении». Труды XI международной научно-технической конференции 1-3 ноября 2016 г. Трибология-машиностроению, посвященная 100 -летию со дня рождения выдающегося ученого проф. Р.М. Матвеевского, г. Москва.

Literature:

1. D.U. Dumbolov, S.V. Tyunin. Measurement of fuel consumption during the operation of military and special equipment with flow meters based on roller-blade hydraulic machines. Moscow: Proceedings of the

25th State Research Institute of the Ministry of Defense of the Russian Federation. Issue № 58, 2018.

2. V.A. Leshchenko. Hydraulic servo drives of programmed machine tools. M., Mechanical Engineering. 1975.

3. A.F. Osipov. Volumetric hydraulic machines of rotary type, Machine-building. M., 1971.

4. T.N. Bashta. Calculations and designs of aircraft hydraulic devices. M., Oborongiz. 1961.

5. D.U. Dumbolov, Y.M. Zaretser, V.N. Eremin, I.D. Asmetkov. The effect of hydrostatic unloading on

friction in the axles of rollers - separators of roller-blade hydraulic machines. RAS Institute of Mechanical Engineering A.A. Blagonravova. Interdepartmental Scientific Council on Tribology with information support from the journals Friction and Wear and Assembly in Mechanical Engineering, Instrument Engineering. Proceedings of the XI International Scientific and Technical Conference November 1-3, 2016 Tribology-Engineering, dedicated to the 100th anniversary of the outstanding scientist prof. R.M. Matveevsky, Moscow.

ПРОВЕДЕНИЕ СРАВНИТЕЛЬНОГО АНАЛИЗА ATTENTION OCR И TESSERACT В ЗАДАЧЕ РАСПОЗНАВАНИЯ СИМВОЛОВ НА ИЗОБРАЖЕНИЯХ ПРЕЙСКУРАНТОВ.

Думболов Джамиль Умарович

кандидат технических наук, доцент,

профессор Академии военных наук РФ,

ведущий научный сотрудник управления технических средств и технологий

нефтепродуктообеспечения

Тел. 8(926) 610-15-60

Тюнин Сергей Владимирович

аспирант,

начальник научно-исследовательской лаборатории метрологии,

стандартизации и каталогизации

Тел. 8(977) 952-51-88

Марков Андрей Владиславович,

студент,

Челябинский государственный университет,

Россия, г. Челябинск

АБСТРАКТ

Решения классической задачи распознавания символов является высоко востребованной на практике. В рамках данной работы будет рассматриваться задача распознавания символов с изображений прайс-листов табачной продукции. Для разметки изображений использовался сервис Yandex OCR. Сравнивалась модель Attention OCR и технология Tesseract по качеству распознавания изображений слов, вырезанных с прайс-листов. Attention OCR показала более качественное распознавание символов по сравнению с Tesseract.

Ключевые слова: Tesseract, Attention OCR, прайс-листы.

Введение

Задача распознавания символом является одной из базовых задач компьютерного зрения. Отличительной особенностью данной задачи состоит в разнообразии данных. Текст может быть представлен различными символами, языками, иметь разный шрифт, фон, размер, а также ориентацию в пространстве. Актуальность же данной задачи состоит в большом практическом значении в областях, где решение данной задачи позволяет автоматизировать процесс сбора информации с изображений. В рамках данной работы будет рассматриваться задача распознавания символов с изображений сигаретных прайс-листов. Решение задачи распознавания символом на этих данных полезно для автоматического сбора различной информации, в том числе цен, представленных на прайс-листах табачной продукции. Данная информация может быть полезна для дальнейшего исследования полноценного end-to-end решения для сбора информации с изображений прайс-листов.

Обзор

Одно из первых открытых решений задачи распознавания символов является технология Tesseract[5] (<https://tesseract-ocr.github.io/tessdoc/>). Данная технология способна как находить текст, так и распознавать его. При этом, Tesseract позволяет распознавать больше сотни языков, включая русский и английский. Также, Tesseract способен работать не только с изображениями отдельных слов, но также отдельных абзацев или даже страниц. Tesseract хорошо подходит в качестве базового решения, при этом есть возможность дообучить его на своем датасете.

Решения задачи распознавания символов являются востребованными, в связи с чем существует несколько облачных решений. Такая возможность есть у таких облачных гигантов как Amazon, Google, Yandex. Преимуществом таких решений является высокое качество моделей из за большого количества тренировочных данных. В качестве недостатков стоит заметить дороговизну таких решений, скорость работы, а также, иногда, необходимо разворачивать в облаке отдельные сервисы для поддержания инфраструктуры.