

*д.т.н. Литвинский Г.Г.,
Ковалёв Г.П.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

РАЗРАБОТКА АКСИАЛЬНЫХ ГАРМОНИЧЕСКИХ ГИДРОМАШИН НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Розглянуті питання розвитку аксіальнопоршневих гідромашин. Запропонована конструкція нового типу гідромашини аксіальної з кільцевими витискувачами, які мають гармонічні хвильові поверхні на торцях. Дана методика розрахунку основних параметрів гідромашини аксіальної гармонічної (ГМАГ). Приведені технічні характеристики ГМАГ різних типорозмірів, зроблено порівняльний аналіз сучасних серійних гідромашин і ГМАГ. Показано переваги запропонованої конструкції.

Ключові слова: аксіальнопоршнева гідромашина, конструкція, розрахунок параметрів, технічна характеристика, порівняльний аналіз.

Рассмотрены вопросы развития аксиальнопоршневых гидромашин. Предложена конструкция нового типа гидромашины аксиальной с кольцевыми вытеснителями с гармоническими волновыми поверхностями на торцах (ГМАГ). Дана методика расчёта основных параметров и технические характеристики ГМАГ. Приведены технические характеристики ГМАГ различных типоразмеров, дан сравнительный анализ серийных гидромашин и ГМАГ.

Ключевые слова: аксиально-поршневая гидромашина, конструкция, расчёт параметров, техническая характеристика, сравнительный анализ.

Введение

В настоящее время в базовых отраслях техники и, в первую очередь, в горной промышленности, происходит качественная замена существующих технических решений горного оборудования на основе широкого применения высокомоментного объёмного гидропривода. Это обусловлено его явными преимуществами перед широко распространённым электроприводом, в частности, за счет устранения промежуточного понизительного редуктора, широких возможностей регулирования, малых габаритных размеров и массы. В промышленности для силовых приводов получили широкое распространение объёмные гидромашини различных типов [1]: для маслостанций – аксиальнопоршневые высокооборотные насосы и в качестве гидроприводов – радиальнопоршневые высокомоментные гидромоторы. Эти гидромашини (ГМ) превосходят электродвигатели по массе в 15-30 раз, а по размерам в 3-4 раза [2] и заняли лидирующее положение в безредукторных приводах горного и об-

щепромышленного оборудования. Однако существующие ГМ имеют большие резервы совершенствования за счет упрощения конструкции, уменьшения габаритов и массы, снижения стоимости изготовления и эксплуатации, значительном увеличении моторесурса до 20 тыс. часов работы и более. Это существенно расширяет область их применения в гибридных трансмиссиях мобильных машин (например, в горных проходческих и выемочных комбайнах, буровом оборудовании, карьерных автосамосвалах, бульдозерах и т.д.).

Широкое применение получили аксиальные ГМ в основном благодаря небольшим габаритам. Аксиальные ГМ относятся к классу машин однократного действия, что не позволяет их использовать в безредукторном приводе, т.к. они высокооборотные. Этим ГМ присущи низкий крутящий момент, малый рабочий объём, что резко сужает их область применения. Радиальнопоршневые ГМ обладают многократным действием и высоким крутящим моментом, однако имеют ограниченное

число оборотов, высокую сложность конструкции и большие габаритные размеры.

Поэтому создание нового типа ГМ, способных объединить преимущества и исключить недостатки радиальных и аксиальных ГМ является актуальной проблемой. Ее можно решить путём принципиального изменения главной узла ГМ, - вытеснителя, - и способа преобразования энергии рабочей жидкости в механическую и наоборот [3]. Наиболее перспективным направлением такого поиска можно считать создание нового типа аксиальных гидромашин многократного действия с широким диапазоном частот вращения и низкими габаритно-массовыми показателями. Это и является целью данной работы, которая достигается путём решения следующих задач:

- создать новую конструкцию аксиальной ГМ;

- разработать методику расчёта её параметров;

- произвести сравнительный анализ новой и существующих типов гидромашин.

1. Разработка конструкции новой аксиальной гидромашинны ГМАГ

Предварительный анализ существующих [1, 2] объёмных гидромашин (аксиально- и радиальнопоршневых) показал, что их общими конструктивными недостатками являются:

- однократность действия аксиальных ГМА, что ведёт к высоким оборотам выходного вала, наличие «мёртвой точки», ограничению минимального числа оборотов;

- не используется обратный ход поршня в рабочем цикле, что по крайней мере вдвое снижает технические характеристики ГМ;

- поршни, как правило, подвергаются боковым усилиям, что приводит к их изгибу и износу, и значительно ограничивает работоспособность и моторесурс ГМ;

- ограничения на частоту вращения сверху и снизу.

Для устранения указанных недостатков разработана новая гидромашинна аксиаль-

ная гармоническая ГМАГ, которая состоит (рис. 1 и 2) из полого вала 1, установленного на радиальных подшипниках 2 в корпусе 3, и подвижных вытеснителей 4, расположенных на вале 1 с помощью шлицов 5. Поверхности торцов 6 вытеснителей 4 выполнены в виде конгруэнтно-сдвинутых вдоль оси вала гармонических волн. На рис. 2 представлена развертка ГМ по вытеснителям, где можно проследить за особенностями контакта торцевых поверхностей вытеснителей 4 и стенок 7 кольцевых втулок 8 и 9 в кольцевой полости 10. На вытеснителях 4 установлены с помощью штифтов 11 распределительные кольца 12 с радиальными отверстиями 13. Вытеснители 4 расположены в неподвижной кольцевой полости 10 и герметично разделяют ее на две рабочие камеры 14. Полость 10 образована с помощью внутренних цилиндрических поверхностей кольцевых втулок 8 и 9, снабженных отверстиями 15. Эти кольцевые втулки имеют тавровое сечение с переменной по гармоническому закону толщиной стенки, которые выполнены зеркально симметрично по отношению к гармонично-волновым поверхностям торцов 6 вытеснителей 4. Внешние цилиндрические поверхности этих втулок снабжены шлицами 16 и, тем самым, неподвижно закреплены на шлицах 16 внутренней цилиндрической поверхности корпуса 3. Корпус 3 и находящиеся в нем кольцевые втулки 8 и 9 зафиксированы с помощью крышек 17 и 18.

Напорная гидромагистраль 19 (рис. 3) подведена к распределительной трубе 20, которая неподвижно установлена в центре полого вала 1. Труба 20 имеет радиальные отверстия 21, периодически соединяемые с отверстиями 22 при вращении вала 1 и с наружной кольцевой проточкой 23, что позволяет управлять движением потока рабочей жидкости в соответствии с движением вытеснителей.

Из каждой рабочей камеры 14 рабочая жидкость через отверстия 13 в распределительном кольце 12 движется через отверстия 15 во втулках 8 и 9 и отверстия 24

в корпусе в распределительную камеру 25, а из нее – в гидромагистраль низкого давления 26.

2. Особенности работы аксиальной гидромашины ГМАГ

Гидромашина аксиальная ГМАГ в режиме насоса работает следующим образом. Полный вал 1 вращается под действием внешнего крутящего момента M и через шлицы 5 сообщает вытеснителям 4 вращательное движение, которые передают его через штифты 11 распределительным кольцам 12, а они осуществляют гидрораспределение потока. Вытеснители 4 находятся в зацеплении своими криволинейными торцами 7 с одной из торцевых гармонических волновых поверхностей стенок кольцевых втулок 8 и 9 получают дополнительно к вращательному аксиальное возвратно-поступательное перемещение в кольцевой полости 10 с переменной скоростью по гармоническому закону. При этом вытеснители 4 меняют объем примыкающих рабочих камер 14, создавая при

этом разрежение в одной из рабочих камер, объем которой увеличивается и при этом заполняется рабочей жидкостью низкого давления. Одновременно происходит вытеснение рабочей жидкости из другой камеры через отверстия в распределительных кольцах 12, втулках 8 и 9 и корпусе 24 в напорную магистраль 19. При обратном ходе вытеснителей 4 рабочие камеры 14 нагнетания и всасывания меняются местами. Это обеспечивает движение рабочей жидкости в гидромашине.

Гидромашина является обратимой и при работе в режиме гидромотора меняется только направление передачи усилий от вытеснителей 4 к валу 1. Кроме того, гидромашина является реверсивной, для изменения направления вращения необходимо произвести переключение потока рабочей жидкости в подводящих гидромагистральных.

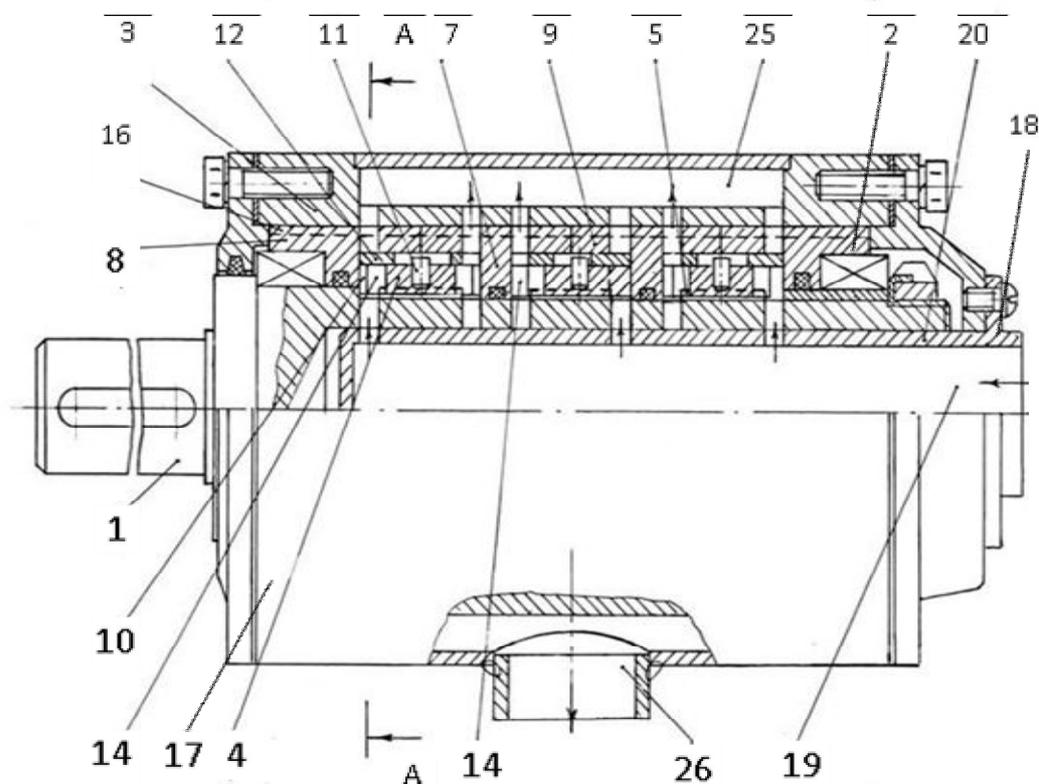


Рисунок 1 – Общий вид ГМАГ

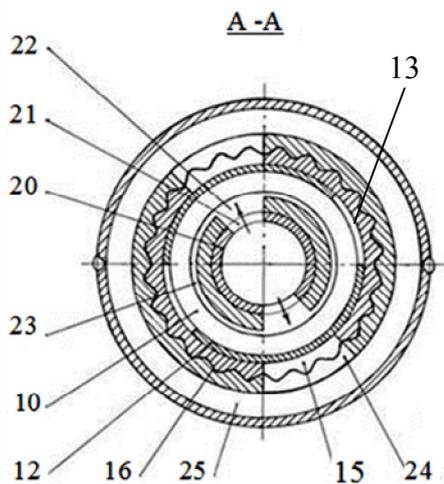


Рисунок 2 – Разрез гидромашины по рабочей камере

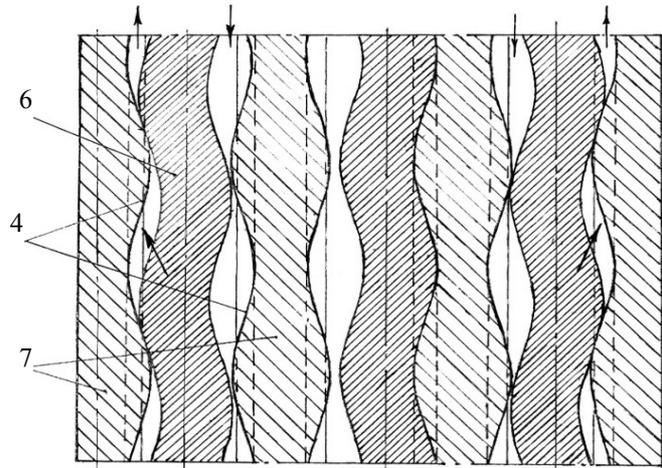


Рисунок 3 – Развертка гидромашины по диаметру вытеснителя (стрелками показаны движение жидкости и вытеснителей)

Количество вытеснителей 4 в гидромашине может быть разным, при этом соседние вытеснители 4 расположены со сдвигом фаз между гармоничными волновыми поверхностями торцов 6 на угол, который определяется формулой:

$$\theta = 2\pi / zm,$$

где z – количество вытеснителей;

m – число рабочих ходов возвратно-поступательного перемещения вытеснителя за оборот один вала.

Например, в конструкции ГМ предусмотрено три вытеснителя 4 $z = 3$. Число рабочих ходов для каждого вытеснителя с тремя периодами гармонических поверхностей на торцах $m = 3 \cdot 2 = 6$, где $n = 2$ – число рабочих ходов вытеснителя 4 в каждом цикле. Для такой ГМ угол сдвига фаз равен $\theta = \pi / 9$, и она имеет кратность $k = z \times m = 18$.

Такая гидромашина будет иметь весьма малый коэффициент неравномерности работы, что позволит ее использовать даже при минимальных частотах вращения, что важно при разработке трансмиссий мобильных машин.

3. Методика расчёта ГМАГ

Особенность расчёта состоит в том, что параметры ГМ определяем исходя из тре-

бований механической прочности деталей (прочностной расчет) и пропускной способности ГМ при движении рабочей жидкости (гидравлический расчет). Расчёт проводим без учёта объёмного и гидромеханического КПД, что в дальнейшем следует учесть при реальном проектировании ГМ (мощность будет меньше на 5...10 %).

В качестве исходных данных для расчёта ГМАГ приняты:

- ω – максимальная частота вращения выходного вала гидромотора, рад/с;
- M – максимальный момент на выходном вале гидромотора, кН·м;
- p – максимальное давление в напорной магистрали гидромотора, МПа.

Расчёт гидромашины ГМАГ производим в следующей последовательности:

3.1. Рабочий объем ГМ V_p , расход рабочей жидкости Q , максимальную мощность P определяем по известным формулам гидравлики [4].

Рабочий объем ГМ равен:

$$V_p = 2\pi \frac{M}{p}.$$

Геометрический объем рабочей камеры равен $q_p = V_p / mz_m n_{Ц}$,

где $m \geq 3$ – количество вытеснителей и рабочих полостей в ГМ;

$n_{II} = 2 = Const$ – число рабочих камер в кольцевой полости;

$z_m \geq 3$ – число циклов вытеснителя за один оборот вала.

Дальнейший порядок расчета подчинялся следующему алгоритму:

3.2. Определяем параметры напорной магистрали:

Внутренний диаметр трубы d_{TP} напорной магистрали определяем из условия ее пропускной способности при допустимой максимальной скорости потока $V_{II} \leq 5$ м/с.

Находим толщину стенки трубы напорной магистрали исходя из сопротивления на разрыв и наружный диаметр трубы напорной магистрали D_{TP} , м.

3.3. Геометрические размеры кольцевой полости и вытеснителя:

Наружный диаметр вала d_B под вытеснителем определяем из уравнения условия прочности на кручение, м; а толщину вытеснителя t_{BT} находим из уравнения:

$$t_{BT} = -d_B^2 + \sqrt{d_B^4 + 4A_{BT} / \pi}.$$

Наружный и средний диаметры вытеснителя равны:

$$D_{BT} = d_{BT} + 2t_{BT},$$

$$d_O = D_{BT} + t_{BT},$$

где A_{BT} – рабочая площадь вытеснителя, м²; $A_{BT} = q_P / l_X$;

q_P – рабочий объем рабочей камеры, см³/об.

3.4. Рабочий ход вытеснителя l_X равен

$$l_X = (\pi d_0 \operatorname{tg}(\alpha_P / 2)) / (2n_{II}),$$

где α – максимальный угол между направлением вращения и касательной к гармонической поверхности вытеснителя.

3.5. Ширина вытеснителя $l_{BT} = 3l_X$

Ширина кольцевой полости $l_{KП}$

$$l_{KП} = l_{BT} + l_X = 4l_X.$$

3.6. Силовые параметры ГМ:

– тангенциальное F_t , и осевое T_0 и нормальное N_K усилия на гармонической поверхности вытеснителя равны

$$F_t = 2M / (d_0 m),$$

$$T_0 = F_t / \operatorname{tg}(\alpha_p),$$

$$N_K = F_t / \sin(\alpha_p).$$

3.7. Геометрические размеры выпускной камеры ГМ

Толщина внутренней $t_{KПвн}$ стенки выпускной камеры:

$$t_{KПвн} = p D_{BT} / (2\sigma),$$

где $\sigma = 0,4 \cdot \sigma_B$; σ_B – временное сопротивление материала.

Толщина наружной стенки камеры $t_{KПн}$:

$$t_{KПн} = p(D_{BT} + t_{KПвн} + h_{KП}) / (2\sigma),$$

где $h_{KП}$ – высота кольцевой полости $h_{KП} = A_M / (3l_{KП} + 2l_{II})$;

l_{II} – ширина перемычек между кольцевыми полостями $l_{II} = d_{BT} / 5$.

3.8. Наружный диаметр D_{GM} ГМ:

$$D_{GM} = D_{BT} + t_{KПвн} + h_{KП} + t_{KПн}.$$

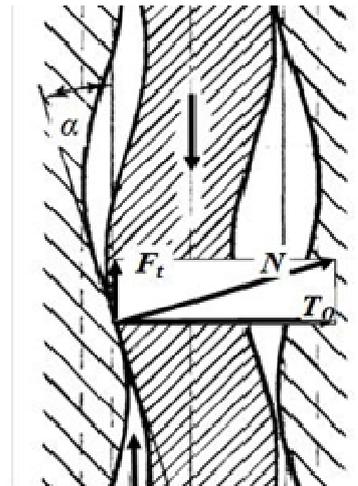


Рисунок 4 - Распределение усилий в точке контакта вытеснителя и стенки втулки

3.9. Длина ГМ (без длины выходного вала), м:

$$L_{ГМ} = 3l_{КП} + 2l_{П} + 2l_{ПД},$$

где $l_{ПД}$ - длина перемычек подшипникового узла $l_{ПД} = 0,8 \text{ дВТ}$.

3.10. Объем ГМ, м³

$$V_{ГМ} = 0,785 \cdot D_{ГМ}^2 \cdot L_{ГМ}.$$

3.11. Масса ГМ, кг $m = \rho_M \cdot V_{ГМ} \cdot k_M$,

где k_M – коэффициент металлоемкости [2] конструкции, представляет собой отношение массы ГМ к её максимальному объему, в среднем $k_M = 0,7$;

ρ_M – плотность материала, кг/м³.

Таким образом, методика расчёта ГМАГ достаточно проста и может быть легко запрограммирована для вычислений в известных пакетах Matlab и MathCad, что даёт возможность проведения многовариантных расчётов с целью оптимизации параметров конструкции.

4. Сравнительный анализ новой и лучших существующих гидромашин

Для объективного сравнения различных конструкций гидромашин необходимо использовать критерии технической эффективности, которые удовлетворяют требованиям безразмерности, полноты, минимальности, избыточности и измеримости.

Для этого воспользуемся обобщённым безразмерным критерием технической эффективности гидромашин K_{TE} [5], который удовлетворяет вышеуказанным требованиям и вычисляется как ряд равноценных безразмерных комплексов, составленных из наиболее важных параметров ГМ:

$$K_{TE} = \frac{M}{pV} = \frac{P}{\omega pV} = \frac{V_p}{2\pi V}.$$

Наряду с обобщённым критерием K_{TE} в настоящее время применяют для сопоставления другие известные критерии, которые в том или ином виде используются в промышленной гидравлике:

$K_{M/m} = M / m$ – критерий удельного момента, т.е. крутящий момент, приходящийся на единицу массы ГМ;

$K_{P/m} = P/m$ – критерий удельной мощности, т.е. мощность ГМ, приходящаяся на единицу массы.

Достоинства и недостатки существующих критериев достаточно подробно обсуждаются в работе [5].

Проведём оценку технических параметров гидромашин ГМАГ. С этой целью были проведены расчёты технических показателей некоторых наиболее ходовых типоразмеров ГМАГ (табл. 1). В ней в качестве исходных параметров приняты частота вращения n_B и максимальный крутящий момент M , т.е. основные характеристики гидромоторов.

На основании анализа данных табл. 1 прослеживаются основные закономерности. Так, по мере роста крутящего момента возрастают объём и масса ГМ почти по линейному закону. По мере роста мощности ГМ её объём и масса растут не линейно, а с опережающей интенсивностью, особенно для машин с высокой (более 200 об/мин) частотой вращения. Это объясняется тем, что в расчёте ГМ определяющую роль начинают играть не прочностные параметры, а требования по обеспечению необходимой пропускной способности рабочей жидкости, что вызывает повышенный рост геометрических размеров конструкции. Эта закономерность находит отражение и в изменении удельных критериев $K_{M/m}$, $K_{P/m}$ и K_{TE} , представленных в последних столбцах табл. 1. По мере роста числа оборотов удельный критерий мощности машины $K_{P/m}$ существенно увеличивается от 1,2 кВт/кг при 50 об/мин до 8,5 кВт/кг при 500 об/мин, тогда как критерий крутящего момента $K_{M/m}$ падает в такой же степени от 0,22 до 0,05 кН·м/кг. По такому же закону меняется и обобщённый критерий K_{TE} .

Таблица 1 – Технические характеристики гидромашин типа ГМАГ различного типоразмера при $p=32$ МПа

n_B , об/мин	M , кН м	V_p , см ³	ω , рад/с	P , кВт	$V_{ГМ}$, дм ³	m , кг	$K_{M/m}$, кН·м	$K_{P/m}$, кВт/кг	K_{TE}
50	1	200	5.2	5,2	0,8	4,6	0,22	1,14	3,7
200			20.9	21	1	5,3	0,19	3,97	3,3
500			52.3	52	1,1	6,2	0,16	8,45	2,8
50	5	1000	5.2	26	4,3	23	0,21	1,11	3,6
200			20.9	105	4,8	26	0,19	3,97	3,3
500			52.3	262	6,9	38	0,13	6,93	2,3
50	20	3900	5.2	105	15,5	91	0,22	1,15	3,8
200			20.9	419	20,6	113	0,18	3,7	3
500			52.3	1047	39,6	218	0,09	4,8	1,6
50	50	9800	5.2	262	40,7	224	0,22	1,17	3,8
200			20.9	1047	58,1	319	0,16	3,28	2,7
500			52.3	2617	135	740	0,07	3,53	1,2
50	100	19600	5.2	523	81	447	0,22	1,17	3,8
200			20.9	2093	137	784	0,13	2,68	2,3
500			52.3	5233	353	1939	0,05	2,7	0,9

Анализ показал, что новый тип ГМ относится к классу аксиальных высокомоментных машин, которые имеют широкий диапазон изменения числа оборотов и характеризуются большим обобщённым безразмерным критерием технической эффективности K_{TE} . Он изменяется в пределах от $K_{TE}=0,9$ для рабочего объёма ($V_p=20000$ см³) до $K_{TE}=3,7$ для машин ГМАГ с рабочим объёмом $V_p=200$ см³/об.

Чтобы судить о перспективности новой ГМ, выполним сопоставление ее с лучшими серийными образцами [2] и машинами концерна «Rexroth Bosh Group» [6] по обобщенному критерию технической эффективности K_{TE} . На рис.5 представлены существующие серийные ГМ (высокомоментные ВМГМ и высокооборотные ВоГМ) [2] и новые объёмные ГМ типа ГМАГ. Бросается в глаза явное отличие новой ГМ, так как ее линия тренда значительно (в 3-5 и более раз) превышает линию тренда серийных ГМ. Особенно заметно явное превосходство ГМАГ по максимальному крутящему моменту (100 кН

ми более) по сравнению с серийными, для которых этот показатель является лимитирующим и не превышает 20-25 кН м.

Самым существенный вывод из сравнения гидромашин – то, что ГМ ГМАК во всём диапазоне изменения крутящего момента, или, что то же, рабочего объёма, значительно (в 3...4 и более раз) превосходят серийные ГМ.

На рис. 6 дано сравнение ГМАГ с ГМ концерна «Rexroth Bosh Group», которые считаются лучшими мировыми образцами [6].

Радиальные ГМ MR концерна уступают новой ГМ в 1,5-3 раза по обобщенному критерию эффективности K_{TE} во всем диапазоне изменения крутящего момента M . Более того, ГМАГ благодаря своей конструкции не имеет верхнего предела по крутящему моменту, что важно для широкого промышленного применения в мощных образцах техники. Что касается сравнения с аксиальными серийными гидромашинами того же концерна, то из рис. 6-б следует явная зависимость обобщенного крите-

рия K_{TE} для ГМАК от частоты вращения: чем выше частота вращения, тем ниже значение критерия K_{TE} . При увеличении частоты вращения от 500 до 3000 об/мин критерий K_{TE} снижается в 3-4 раза. Тем не менее, во всём диапазоне параметров для аксиальных гидромашин концерна ГМАГ

существенно их превосходит. Так, при частоте вращения 3000 об/мин критерий K_{TE} у ГМАГ выше, чем у серийных машин в 2-3 раза, тогда как для гидромоторов в наиболее важном диапазоне частот вращения 500 об/мин превосходство ГМАГ по критерию K_{TE} доходит до 7-8 раз.

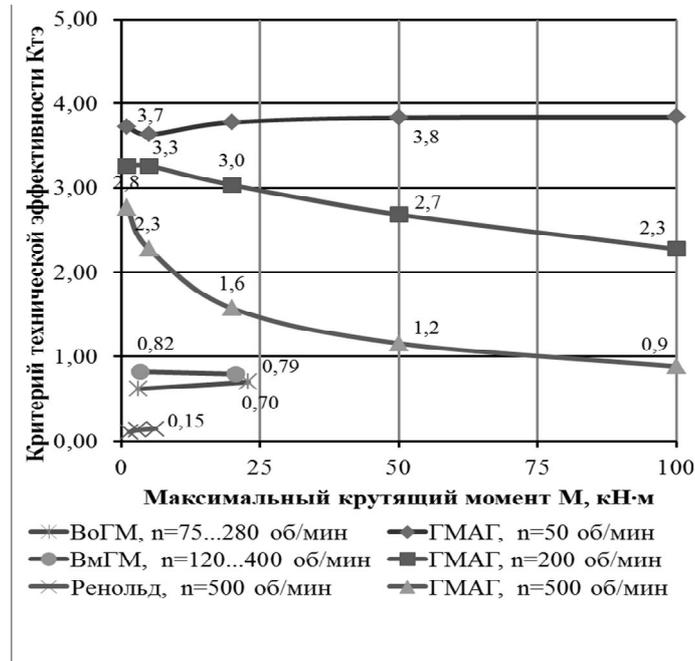


Рисунок 5 - Сравнение серийных и нового типа ГМ по критерию технической эффективности K_{TE}

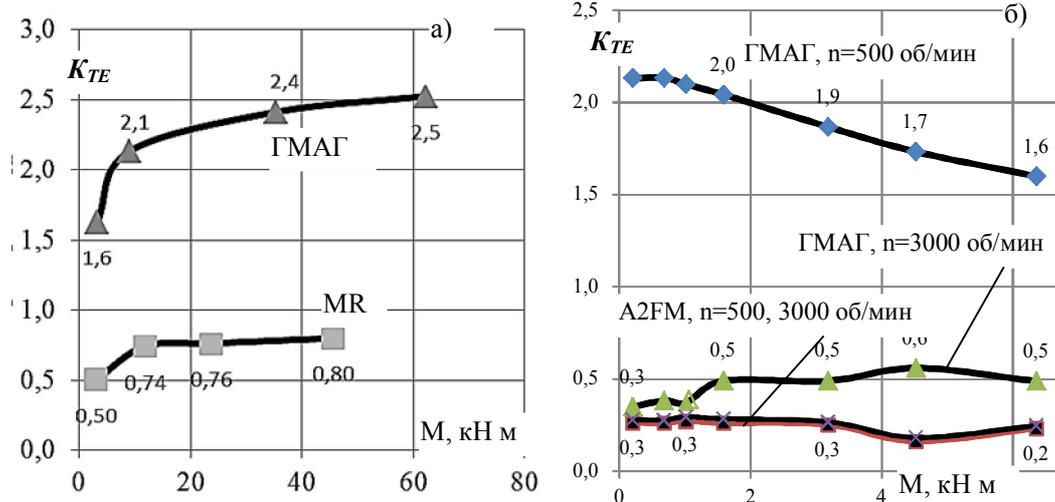


Рисунок 6.- Сравнение ГМАГ по обобщенному критерию K_{TE} при изменении крутящего момента М с ГМ концерна «Rexroth Bosh Group» а) радиальными, б) аксиальными

Таким образом, как следует из алгоритма расчета и анализа особенностей работы ГМАГ, разработанная конструкция новой аксиальной гармонической ГМ отличается рядом преимуществ перед существующими. В первую очередь следует отметить возможность получения широкого диапазона основных параметров – крутящего момента (до 1000 кН·м) и числа оборотов (от 10 до 3000 и более об/мин). Тем самым полностью перекрывается весь диапазон потребных для промышленности гидромашин, что может обеспечить их широкое использование в машиностроении вообще и в горном машиностроении в частности.

Выводы.

1. Существующие конструкции объёмных ГМ в основном исчерпали возможности своего дальнейшего совершенствования, их интенсивные и экстенсивные параметры не вполне удовлетворяют возросшим требованиям промышленности.

2. Сформулированы главные требования, которым должны удовлетворять конструкции объёмных ГМ, на основании чего была разработана высокомоментная объёмная аксиальная ГМ нового поколения – ГМАГ (гидромашина аксиальная гармоническая), главной отличительной особенностью которой является новая конструкция вытеснителя, выполненного в виде кольца, совершающего сложное гармоническое возвратно-поступательное и вращательное движение на валу.

3. Разработана методика расчёта ГМАГ, позволяющая конструктору не только выполнить полный выбор конструктивных параметров ГМ, но и произвести оптимизацию её параметров. Особенностью расчёта является учет требований механической прочности деталей (прочностной расчёт) и пропускной способности ГМ при движении рабочей жидкости (гидравлический расчёт).

Библиографический список

1. *Объёмные гидропривод и гидроневмоавтоматика* / [Аврунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г. и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 416 с.

4. Гидромашина ГМАГ является реверсивной, обратимой и многократного действия, она превосходит все существующие серийные ГМ в несколько (от 2 до 8) раз по возможному диапазону изменения параметров она перекрывает все потребности машиностроения и может заменить существующие радиальные и аксиальные ГМ.

5. К числу преимуществ разработанной ГМ следует отнести:

- простота конструкции деталей и узлов, доступность их изготовления и удобство монтажа и эксплуатации, обусловленная этим относительно низкая стоимость;

- высокие удельные показатели, превышающие показатели серийных ГМ; надёжность и высокий моторесурс до 20 тыс. часов благодаря разгрузке подшипников от гидравлических усилий и отсутствию изгибающих усилий на основных деталях;

- равномерность работы, высокий крутящий момент и его постоянство без пульсаций, низкое число оборотов выходного вала вплоть до работы в режиме поворотного двигателя;

- большой диапазон изменения интенсивных параметров, – крутящего момента, мощности и числа оборотов, – при малых значениях экстенсивных параметров (габаритов и массы);

- широкая область промышленного применения от стационарных установок вплоть до транспортных машин с безредукторными приводами (например, для приводов подъемов, лебедок, проходческих и выемочных комбайнов, шахтных конвейеров, в том числе при эксплуатации на негорючих водосодержащих (огнестойких) рабочих жидкостях, гусеничных тракторов, экскаваторов, карьерных автосамосвалов в качестве гидромотор-колес бортового хода и др.).

2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.:Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников, А.А.Усов. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
4. Финкельштейн З.Л. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учеб. пособие / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан, З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова. – К.: НТУУ «КПИ», 2006. – 216 с.
5. Литвинский Г.Г. Обоснование критериев технической эффективности объемных гидро-машин //Промислова гідроліка і пневматика. – 2011.– №2. – С. 24-26.
6. Аврунин Г.А. Экстремальные параметры современного гидропривода, достигнутые концерном «Rexroth Bosh Group» / Г.А. Аврунин, И.В. Грицай, И.В. Мороз// Промислова гідроліка і пневматика. –2006.– №4. – С. 3-8.

Рекомендована к печати д.т.н., проф. Финкельштейном З.Л.