

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

РАЗРАБОТКА АКСИАЛЬНЫХ ГИДРОМАШИН НОВОГО ТИПА

Розглянуті питання розвитку аксіально-поршневих гідромашин. Запропонована конструкція нового типу гідромашини аксіальної з корончатим плунжером (ГМАК). Дано методичку розрахунку основних параметрів ГМАК. Приведені технічні характеристики ГМАК різних типорозмірів, зроблено порівняльний аналіз серійних гідромашин і ГМАК, показано переваги запропонованої конструкції.

Ключові слова: аксіально-поршнева гідромашина, аксіальний тип, розрахунок параметрів, технічна характеристика, порівняльний аналіз.

Рассмотрены вопросы развития аксиально-поршневых гидромашин. Предложена конструкция нового типа гидромашины аксиальной с корончатым плунжером (ГМАК). Дана методика расчёта основных параметров и технические характеристики ГМАК. Приведены технические характеристики ГМАК различных типоразмеров, дан сравнительный анализ серийных гидромашин и ГМАК.

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

Введение

В настоящее время наблюдается интенсивное развитие объемного гидропривода в соответствии с техническим прогрессом горного оборудования. Так, в промышленности вообще, а в горной – в частности, получили широкое распространение гидромашин [1] различных типов: аксиально- и радиально-поршневые; шестеренчатые – героторные и орбитальные, винтовые; пластинчатые и др.

Из всего многообразия объемных гидромашин следует выделить высокомоментные гидромоторы (ГМ), в первую очередь – радиально-поршневые нерегулируемые многократного действия, рабочий объем которых достигает сотен дм³ и более.

К преимуществам этого типа гидромашин можно отнести высокий крутящий момент, низкие обороты, высокий общий КПД (более 90%), что позволило им занять лидирующее положение в безредукторных приводах. Однако эти гидромоторы сложны по конструкции, имеют

большие габариты и массу, имеют высокую стоимость. Большие габаритные размеры ограничивают их применение в мобильных и стационарных силовых установках.

Широкое применение для мобильной техники 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. Как указывается в работе [1], отсутствуют аксиальные ГМ больших рабочих объёмов.

Поэтому перед конструкторами стоит важная задача обеспечить в одном ГМ преимущества радиальных и исключить недостатки аксиальных, т.е. добиться для аксиальных ГМ высокого крутящего момента при низких оборотах.

Эту задачу можно решить либо путём совершенствования существующих конструкций (минимизация массы, габаритов, повышение давления рабочей жидкости, выходной мощности и момента и др.), или поиском новых принципов работы и создания новых типов гидромашин с резко улучшенными удельными показателями.

Цель данной работы – разработка нового типа аксиальной гидромашин многократного действия. Эта цель достигается путём решения следующих задач:

- создать новый тип аксиальных гидромашин;
- разработать методику расчёта её параметров;
- произвести сравнительный анализ новой и существующих типов гидромашин.

Разработка новой аксиальной гидромашин

Как показал предварительный анализ существующих объёмных ГМ, общими их недостатками являются большие габаритные размеры, низкие соотношения мощности и момента к единице массы, сложность отдельных деталей и узлов, высокая их стоимость.

Укажем общие конструктивные недостатки поршневых ГМ:

- однократность действия аксиальных ГМ, что ведёт к высоким оборотам выходного вала;
- неравномерность вращения и пульсирующий крутящий момент на валу;
- не используется обратный ход поршня в рабочем цикле, что в разы снижает технические характеристики машины;
- поршни подвергаются изгибу, что значительно ограничивает их работоспособность.

Эти конструктивные недостатки влекли за собой низкий удельный крутящий момент, высокую угловую скорость выходного вала, большие габаритные размеры и массу, сложность и дороговизну изготовления и др.

Требования к новой гидромашине основаны на преодолении недостатков у существующих конструкций и состояли в следующем:

- простота конструкции деталей и узлов, их изготовлении и эксплуатации;

- высокие удельные технические показатели, в несколько раз превышающих достигнутый уровень для данного класса гидромашин, в первую очередь по удельному моменту и числу оборотов;

- возможность использования ГМ в условиях жёсткого ограничения габаритных размеров, в частности, в безредукторных гидрообъемных трансмиссиях;

- перекрытие всего диапазона требуемых в промышленности крутящих моментов и мощностей, расширение диапазона изменения оборотов в сторону низких оборотов выходного вала.

Описание конструкции и работы новой ГМ

В основу разработки высокомоментного аксиального гидромотора многократного действия положено замена поршневой группы принципиально новым вытеснителем в виде корончатого плунжера, который преобразует своё возвратно-поступательное перемещение под действием рабочей жидкости во вращательное движение выходного вала по принципу работы двустороннего торцового зубчатого механизма и использование в рабочем цикле как прямого, так и обратного хода. Поэтому, сообразуясь с главной особенностью вытеснителя в виде корончатого плунжера, новый тип аксиальной гидромашины уместно назвать ГМАК – гидромашина аксиальная корончатая.

Конструкция предлагаемой ГМ представлена на рис. 1. Гидромашина аксиальная ГМАК состоит из корпуса 1, который выполнен в виде стакана с центральным отверстием, внутри которого размещено рабочее звено – ротор (блок вытеснителей) 2 с выходным валом 3, установленным на упорно-радиальных подшипниках 4. Ротор 2 выполнен как тело вращения цилиндрической формы, с одной стороны он переходит в выходной вал 3, а с другой – имеет центральную проточку для установки гидрораспределителя 5 высокого давления.

С обеих сторон ротора 2 выполнены аксиальные проточки со шлицами 6. В средней части ротора 2 расположены два ряда радиальных сквозных отверстий 7 для поочерёдной подачи в две кольцевые рабочие камеры 8 жидкости высокого давления. В цилиндрической стенке корпуса 1 размещены в шахматном порядке два ряда радиальных отверстий 9 для поочерёдного отвода из рабочей камеры 8 жидкости. Внутри корпуса 1 со стороны вала 3 жестко закреплено упорное кольцо 10.

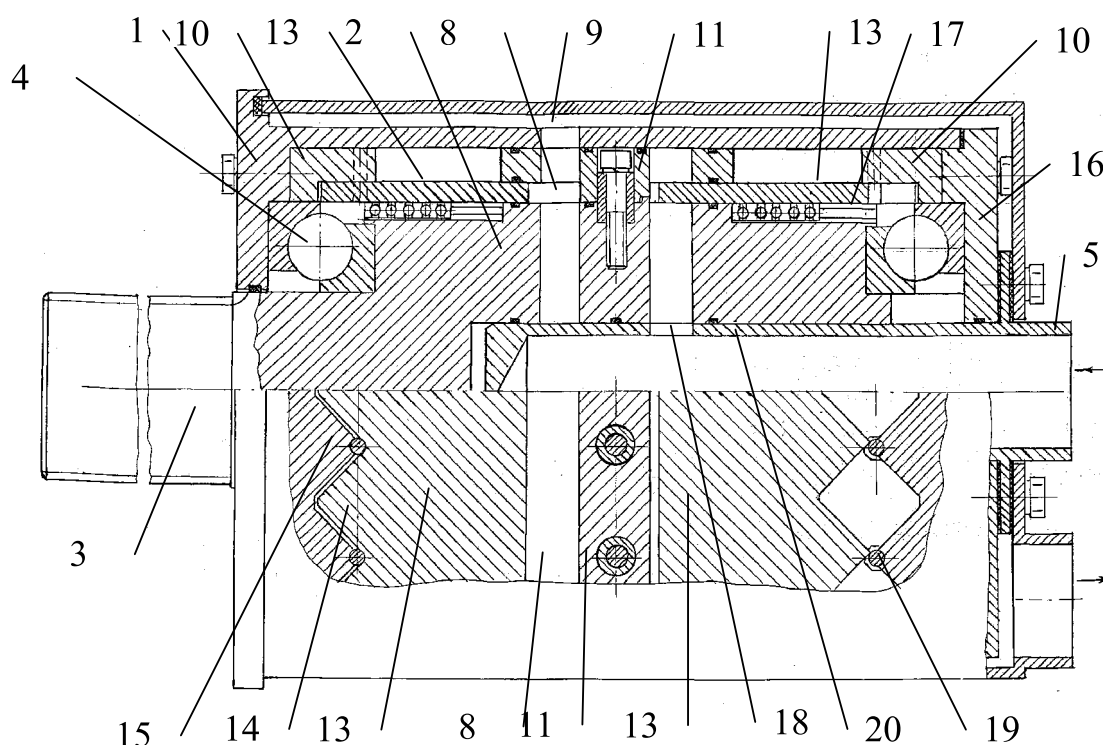


Рисунок 1 – Общий вид гидромашины АК

Распределитель низкого давления 11 жёстко установлен на внешней стороне ротора 2 и представляет собой втулку с двумя рядами радиальных отводных отверстий 12 и подающих отверстий 7.

Внутри ротора 2 установлены вытеснители в виде двух корончатых плунжеров 13. Они снабжены торцевыми зубьями 14 с возможностью постоянного взаимодействия с ответными торцевыми зубьями 15 двух корончатых упорных колец 10, которые жестко закреплены – один на несущем корпусе 1, а другой – на крышке 16.

Кроме того, на внутренней поверхности корончатых плунжеров 13 по всему периметру расположен ряд шлицов 17, находящихся в контакте через тела качения 18 с ротором 2. На концах зубьев 15 упорных колец 10 выполнены выступы, а в их опорных гнездах установлены ролики 19.

Распределитель высокого давления 5 представляет собой трубу 20 с двумя рядами расположенных в шахматном порядке радиальных сквозных отверстий 21 и с глухим со стороны вала 3 дном.

Труба 20 закреплена через фланец на крышке 16, которая представляет собой фланец, имеющий в центре цилиндрическое отверстие для прохода распределителя высокого давления 5. На внутренней боковой поверхности крышки 16 жестко закреплено упорное кольцо 10.

Гидромашина аксиальная ГМАК работает следующим образом.

При подаче жидкости через распределитель 5 высокого давления в одну из рабочих камер 8 ротора 2 корончатый плунжер 13 совершает поступательное перемещение (рабочий ход) в направлении упорного кольца 10, и своими зубьями 15 отталкивается от его неподвижных роликов 19, получая вращение. Тем самым возвратно-поступательное движение плунжеров 13 преобразуется во вращательное движение выходного вала 3. В это время другой корончатый плунжер 13 набегает своими зубьями 14 на ролики 19 упорного кольца 10 и совершает обратный ход, поступательно двигаясь от упорного кольца 10 к центру ротора 2. При этом объём рабочей камеры 8 уменьшается и жидкость вытесняется через сквозные отверстия 12 в сливную магистраль.

После окончания прямого хода корончатого плунжера 13 распределители высокого 5 и низкого 11 давления переключают движение рабочей жидкости на противоположное, т.е. высокое давление подается в рабочую камеру 8 уже другого корончатого плунжера 13 и полуцикл повторяется. Противостоящие корончатые плунжеры 13 работают в противофазе.

Как видно из конструктивных особенностей ГМАК, рабочий объём существенным образом зависит от количества зубьев корончатых плунжеров и, следовательно, чем меньше угловая скорость выходного вала, тем больше рабочий объём и число зубьев. С позиций классификации объёмных ГМ, ГМАК относится к машинам многократного действия, а именно – $2z$ -кратного, где z – число зубьев корончатого плунжера.

Методика расчёта ГМАК

В основу методики расчёта положена идея оптимизации параметров ГМАК в соответствии с исходными данными, для достижения максимальной эффективности (момент и мощность) при минимальных весе и объёме. Особенность расчёта ГМАК заключается в том, что за базу конструктивных размеров при проектировании положен диаметр выходного вала, соответствующий заданному крутящему моменту. Расчёт проводим без учёта объёмного и гидромеханического КПД, что следует учесть при реальном проектировании ГМ (мощность будет меньше на 5...7%).

В качестве исходных данных для расчёта ГМАК приняты:

M - крутящий момент на выходном валу, кНм;

ω – угловая скорость, рад/с,

ν – частота циклов, $\nu = 50$ 1/с.

Для расчёта необходимо последовательно определить:

1) момент сопротивления выходного вала, W , м³

$$W = M / \tau_R,$$

где τ_R – предел выносливости материала вала, МПа; принимаем $\tau_R = 92$ МПа;

2) наружный диаметр шлицевого вала, d_s , м

$$d_s = (16 * W / \pi)^{1/3} + b,$$

где b – высота шлицов, принять согласно стандарту, м;

3) расчетный внутренний диаметр упорно-радиального подшипника d_p , м, который следует округлить до 0 или 5 мм в большую сторону согласно каталогу подшипников

$$d_p = d_s + 0,007,$$

где 0,007 – минимальный размер буртика для ступицы детали, установленной на выходной вал, м;

4) наружный диаметр того же подшипника D_p , м

$$D_p = d_p + B,$$

где B – высота подшипника, взятая из каталога подшипников, м;

5) внутренний диаметр корончатого плунжера, d_k , м

$$d_k = D_p + 0.002,$$

где 0,002 – необходимый зазор между плунжером и валом;

6) длину плунжера b_p , определяем как корень кубического уравнения (в пакете Mathcad графически или методом подбора):

$$\pi p b_p (d_k + b_p)^2 = 200M;$$

7) средний диаметр корончатого плунжера, d_h , м

$$d_h = d_k + b_p;$$

8) число зубьев корончатого плунжера

$$z = 2\pi v / \omega;$$

9) рабочая площадь корончатого плунжера, A_p , м²

$$A_p = \pi b_p d_h;$$

10) рабочий объем ГМАК, V_p ,

$$V_p = 2\pi M / p;$$

11) длина хода корончатого плунжера, l_x , м

$$l_x = V_p / (2 A_p z);$$

12) наружный диаметр ГМАК, D_m м

$$D_m = 1.5 d_h,$$

где 1,5– коэффициент, учитывающий соотношение диаметра ГМ и среднего диаметра плунжера;

13) длина корпуса ГМАК, L_m , м

$$L_m = 2(0.5 d_k + l_x + 0.1),$$

где 0,1– размер, учитывающий толщину упорного кольца и стенки корпуса ГМ, м;

14) объем ГМАК, V_m , м

$$V_m = 0.785 D_m^2 L_m;$$

15) масса гидромашины, m , кг

$$m = \rho V_m K_k,$$

где: ρ – плотность материала, кг/м³

$K_k = m / V_m \rho$ - безразмерный критерий компактности, для ГМАК принято $K_k = 0,7$;

16) теоретическая мощность P , кВт

$$P = \omega M.$$

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

Сравнительный анализ ГМ

Проведём оценку технических параметров разработанной гидромашин ГМАК и сравним её с серийными, чтобы судить об её перспективности. С этой целью были проведены расчёты (таблица 1) возможных типоразмеров ГМАК, при этом варьировались исходные данные в следующих диапазонах:

- а) крутящий момент $M = (1 - 1000)$ кНм;
- б) число оборотов $\omega = (5 - 50)$ рад/с.

Таблица 1 – Технические характеристики гидромашин типа ГМАК

V_p , дм ³	p , МПа	M , кНм	ω , рад/с	P , кВт	V_m , дм ³	m , кг	K_{TE}
0,2	32	1,00	20	20,0	4.9	29.4	0.6
1,0	32	5,0	10	50	8.9	49	1.8
2,0	32	10,0	10	100	9.2	51	2.4
2,0	32	10,0	20	200	15	82	2.3
3,9	32	20,0	10	200	19	106	3.2
3,9	32	20,0	20	400	20	111	3.1
9,8	32	50,0	10	500	34	182	4,7
9,8	32	50,0	20	10^3	35	194	4,4
20	32	100	10	10^3	55	304	5,7
20	32	100	20	$2 \cdot 10^3$	59	322	5.3
40	32	200	10	$2 \cdot 10^3$	87	479	7.2
40	32	200	20	$4 \cdot 10^3$	93	510	6,7
196	32	10^3	10	10^4	321	1761	9.8
196	32	10^3	20	$2 \cdot 10^4$	346	1898	9.1

Приступим к сравнению новой и серийных гидромашин, данные о которых взяты из доступных источников [1-3]. Для объективного сравнения различных конструкций гидромашин необходимо использовать критерии, которые удовлетворяют требованиям безразмерности, полноты, минимальности, избыточности и измеримости.

Для этого воспользуемся обобщённым безразмерным критерием технической эффективности гидромашин K_{TE} [4], который удовлетворяет вышеуказанным требованиям и вычисляется как ряд равноценных безразмерных силовых, составленных из наиболее важных параметров гидромашин:

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

Наряду с этим обобщённым критерием K_{TE} применим для сопоставления и известные критерии, которые в том или ином виде используются в промышленной гидравлике:

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

$\lambda_{P/m} = P / m$ – **критерий удельной мощности**, т.е. мощность гидромотора, приходящаяся на единицу массы.

Достоинства и недостатки существующих критериев достаточно подробно обсуждаются в работе [4].

Как следует из табл. 1, новый тип ГМ относится к классу высокомоментных низкооборотных машин, которые имеют широкий диапазон изменения мощности и характеризуются довольно высоким обобщённым безразмерным критерием технической эффективности K_{TE} , который изменяется в пределах от $K_{TE} = 0,6$ для малого рабочего объёма ($V_p = 0,2 \text{ дм}^3$) до $K_{TE} = (7...8)$ для машин ГМАК с рабочим объёмом $V_p = 100...200 \text{ дм}^3$.

Проведём сопоставление гидромашин по традиционным критериям $\lambda_{P/m} = P / m$ (рисунок 2) $\lambda_{M/m} = M / m$ (рисунок 2).

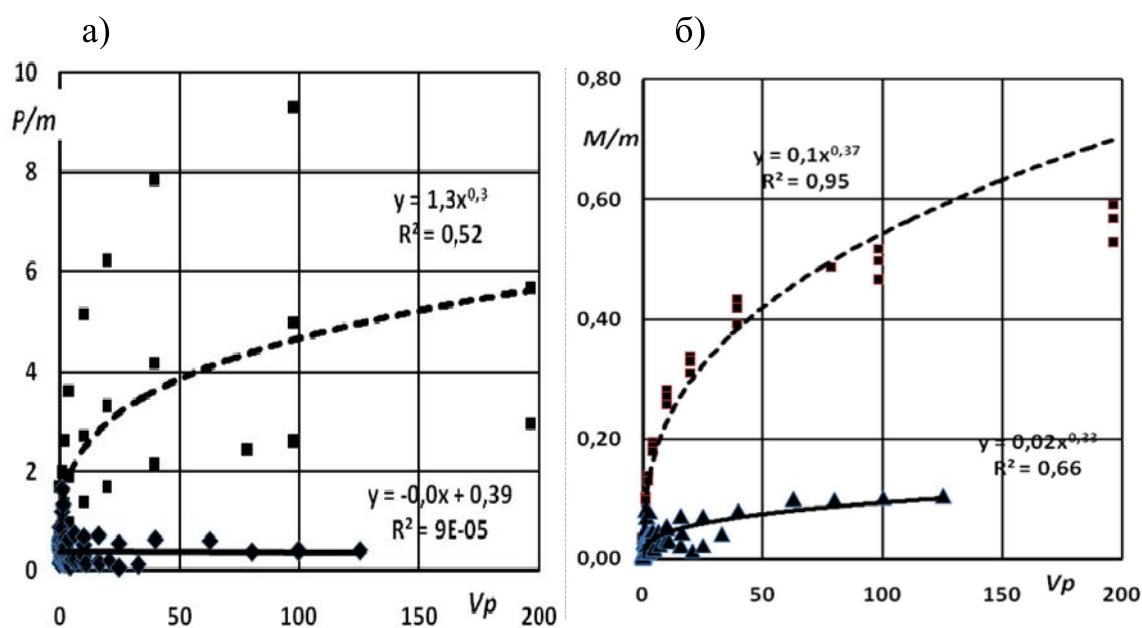


Рисунок 2 – Зависимость от рабочего объёма V_p , л для серийных (сплошная) и корончатых (штриховая линия) ГМ а) удельной мощности P / m и б) удельного момента M / m

Здесь представлены существующие серийные (всего 74 радиально-поршневых и 12 аксиально-поршневых гидромашин различных конструкций) гидромашин и новые объёмные типа ГМАК. Из полученных массивов данных сформировать удовлетворительную линию тренда не пред-

ставляется возможным, поскольку критерии удельного момента M/m и удельной мощности P/m претерпевают существенный разброс.

Отсюда следует, что данные критерии, хотя и обладают простотой и наглядностью сопоставления, однако не могут выполнять функцию сравнения различных ГМ и нуждаются в замене. Это показывают и весьма низкие квадраты коэффициентов корреляции R^2 , принимающие значения существенно ниже 1, особенно для критерия удельного момента, когда он оказался равным $R^2 < 10^{-3}$. Тем не менее, из сопоставления не только графиков, но и отдельных данных нетрудно заметить, что линия тренда новой ГМ типа ГМАК значительно (в 4-5 и более раз) превышает линию тренда серийных ГМ.

Для ГМАК разброс по критериям $\lambda_{P/m}$ и $\lambda_{M/m}$ особенно велик. Так, по удельной мощности высокооборотные машины имеют в несколько раз больший показатель. Такой же неоправданный разброс даёт критерий удельного момента для гидромашин с разным рабочим давлением. Но, тем не менее, даже по этим критериям предложенная гидромашин ГМАК всегда превосходит существующие гидромашин сопоставимых выходных параметров.

Поскольку упрощённые существующие критерии $\lambda_{P/m}$ и $\lambda_{M/m}$ оказались малосостоятельными, представляет особый интерес сравнить гидромашин по обобщённому безразмерному критерию технической эффективности K_{TE} . [4] (рисунок 3).

Из сопоставления полученных линий тренда для серийных и нового типа гидромашин можно заключить, что достоверность и информативность нового критерия K_{TE} значительно выше. Так, для новой ГМ типа ГМАК показатель $R^2 = 0,95$, что позволяет считать линию тренда почти детерминированной зависимостью. Вполне достаточным является значение показателя $R^2 = 0,65$ для серийных ГМ, хотя при малых рабочих объёмах этих ГМ наблюдается значительный его разброс.

Самым существенный вывод из сравнения гидромашин – то, что гидромашин ГМАК во всём диапазоне изменения рабочего объёма значительно (в 3...4 и более раз) превосходят серийные ГМ. Достаточно показательным является и сравнение серийных и новых ГМ по габаритам. Для этого построим графики изменения общего объёма серийных и новых ГМ от рабочего объёма V_p . (рисунок 3).

Анализ графиков показывает, что серийные ГМ значительно уступают по габаритам новой конструкции, причём различие достигает 4-5 и более раз. Отметим характерную особенность ГМ типа ГМАК, состоящую в том, что большинство его параметров изменяются по степенной зависимости для существующих и обобщённому K_{TE} критериев, возрастая по мере увеличения рабочего объёма.

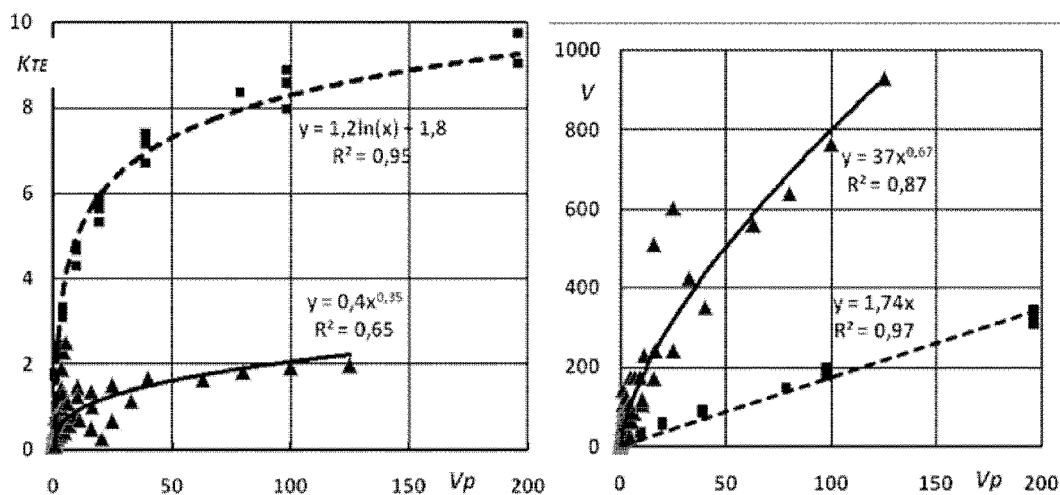


Рисунок 3 – Сравнение серийных (сплошная) ГМ и ГМАК (штриховая линия) по а) обобщенному критерию K_{TE} и б) общему V , л как функции от рабочего объема V_p , л

Выводы

Проведенные исследования позволяют заключить:

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 типа – ГМАК (гидромашина аксиальная корончатая), главной отличительной особенностью которой является новая конструкция вытеснителя, выполненного в виде кольцевого плунжера.

3. Разработана методика расчёта ГМАК, позволяющая конструктору не только выполнить полный выбор конструктивных параметров гидромашин типа ГМАК, но и произвести оптимизацию её параметров.

4. Для объективного сравнения различного типа ГМ по всей совокупности их потребительских свойств была рассмотрена система критериев, среди которых наиболее представительным и достоверным следует считать предложенный обобщенный безразмерный критерий технической эффективности K_{TE} .

5. Используя критериальные оценки различных показателей ГМ, проведен их сравнительный метаанализ. Рассматривались серийные ГМ (всего 74 радиально-поршневых и 12 аксиально-поршневых машин) различных конструкций с новым типом ГМ – ГМАК. Построенные графики

сравнения показали, что аксиальные корончатые ГМ превосходят все существующие серийные ГМ в несколько раз, а именно: по обобщенному критерию K_{TE} до 5 раз, по удельной мощности от 2 до 10 и более раз, по удельному моменту до 7 раз и по габаритам (меньше серийных) в 4-5 раз. Это доказывает превосходство нового типа ГМ перед серийными.

6. К числу преимуществ разработанной гидромашины ГМАК следует отнести:

- высокие удельные показатели ГМАК, превышающие показатели серийных ГМ в 4...5 и более раз;
- равномерность работы, обратимость ГМАК, 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.

Это позволяет рекомендовать гидромашину ГМАК для широкого промышленного использования в различных отраслях промышленности, в первую очередь в горнодобывающей, тяжёлого и транспортного машиностроения, энергетике и т.д.

Авторы благодарят проф. Финкельштейна З.Л. за плодотворные дискуссии и проявленное внимание к работе.

Для научных и деловых контактов обращаться по электронной почте ligag@ya.ru.

Библиографический список

1. *Объемные гидропривод и гидропневмоавтоматика* / [Аврунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г. и др.] – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 416 с.
2. Докукин А.В. *Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия: Конструкции, теория и расчет* / Докукин А.В., Rogov А.Я., Фейфец Л.С. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
3. Пономаренко Ю.Ф. *Высокомомментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин* / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Недра, 1972. – 376 с.
4. Литвинский Г.Г. *Критерии технической эффективности объемных гидравлических машин* / Г.Г. Шкурский // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 32. – Алчевск: ДонГТУ, 2010. – С. 14-21.