

УДК 69.002.5-82

О ПЕРСПЕКТИВНЫХ НАПРАВЛЕНИЯХ СОЗДАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ ПРИВОДОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

*Докт. техн. наук КОРОБКИН В. А., канд. техн. наук, доц. КОТЛОБАЙ А. Я.,
инж. КОТЛОБАЙ А. А., канд. воен. наук, доц. ТАМЕЛО В. Ф.*

Белорусский национальный технический университет

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, многофункциональных машин большой единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций. Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются системой отбора мощности силовой установки на привод ходового и рабочего оборудования.

Перспективным типом передачи мощности от двигателя к ходовому и рабочему оборудованию машин является многомоторный объемный гидропривод, обладающий рядом положительных качеств. При формировании структуры многомоторных приводов традиционно сложились подходы: увеличение числа насосов при увеличении единиц активных рабочих органов; распределение мощности силовой установки по контурам объемного гидравлического привода производится согласующими редукторами, связывающими ведущие валы стандартных насосов с валом силовой установки; распределение потока мощности гидромотора по контурам потребителей осуществляется механическими передачами.

Так, катки являются наиболее распространенными и простыми машинами для уплотнения дорожно-строительных материалов. Катки на пневматических шинах эффективно уплотняют несвязные, слабосвязные, а также связные грунты с оптимальным содержанием воды. Пневмокотки с гладкой рабочей поверхностью, вальцовые статические и вибрационные катки используются для уплотнения асфальтобетонных и битуминозных смесей. Одной из тенденций развития пневмоколесных катков является применение гидрообъемных трансмиссий за-

крытого типа на базе отдельно-агрегатных двухмашинных гидропередач привода ведущих колес передних и задних мостов, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости и плавность передачи крутящего момента к ведущим колесам, реверсирование движения. В пневмоколесных катках за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий в движение три гидронасоса [1], два из которых приводят во вращение по два гидромотора привода колес каждого моста, а третий – гидроусилитель руля. Изменение скорости движения достигается за счет использования насосов с регулируемой производительностью и синхронизированной системой управления. В вибрационных катках на базе одноосного тягача раздаточный редуктор приводит три гидронасоса [2], один из которых приводит во вращение гидромотор привода вальца, второй – гидромотор привода вибровозбудителя, а третий – гидроусилитель руля.

В колесных погрузчиках с бортовым поворотом за двигателем устанавливается раздаточный редуктор, приводящий в движение три гидронасоса. Два насоса приводят во вращение гидромоторы бортов, связанные через редукторы с колесами (звездочками) бортов, а третий – рабочее оборудование погрузчика [2].

Увеличение удельного веса механической части привода отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования. Велика трудоемкость создания многофункциональных машин, поскольку машиностроительные предприятия, выпускающие такие машины малыми сериями, не располагают технологической базой для изготовления конкурентоспособных систем механических приводов.

Существенным резервом рационализации гидравлических объемных многомоторных приводов является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода. Это позволит отказаться от крупнобаритного и материалоемкого раздаточного редуктора, уменьшить количество насосов гидропривода. Такая задача может решаться посредством создания многопоточных моноагрегатных насосных установок на базе объединения двух насосов и создания гидравлических агрегатов деления потока рабочей жидкости одного насоса.

Первое направление заключается в производстве тандемных насосов. Например, BOSCH-Rexroth и «Пневмостроймашина» выпускают тандемный насос, в картере которого устанавливаются раздаточный редуктор и два синхронно (либо независимо) наклоняемых блока цилиндров. Sauer-Danfoss выпускает продольный тандемный насос, где два блока цилиндров установлены на одном валу и обращены опорно-распределительными дисками друг к другу. Известные объемные делители потока, предлагаемые производителями на рынке гидравлической аппаратуры, формируются посредством тандемирования стандартных гидронасосов, сложны, материалоемки и широкого распространения не получили.

Авторами разработан новый принцип объемного деления и суммирования потоков рабочей жидкости, состоящий в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей. Кроме того, предлагаются технические решения дискретных гидрораспределителей (ДГ) роторного типа, работающих в режимах деления и суммирования потоков рабочей жидкости.

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса (рис. 1а) с подачей Q рабочая жидкость поступает в полость продольного канала 4 равномерно вращающегося ротора 3 в распределяющей втулке 2 корпуса 1 и периодически через рабочие камеры 5, 6, 7 – в напорные магистрали потребителей с параметрами подачи Q_1, Q_i, Q_n . При работе ДГ в режиме суммирования потоков (рис. 1б) рабочая жидкость из напорных магистралей по-

требителей с параметрами подачи Q_1, Q_i, Q_n поступает в рабочие камеры 5, 6, 7 и периодически через полость продольного канала 4 – в бак, либо магистраль иного потребителя с подачей Q [3].

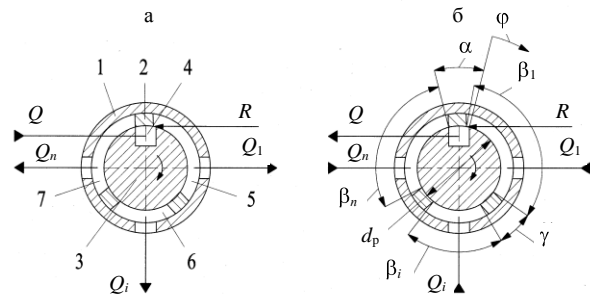


Рис. 1. Схема работы ДГ в режиме: а – деления потока; б – суммирования потоков рабочей жидкости; 1 – корпус; 2 – распределительная втулка; 3 – ротор; 4 – продольный канал; 5, 6, 7 – рабочая камера

Геометрические параметры ДГ в относительном виде определяются по формулам:

$$a_1 = \frac{\gamma \kappa}{2\pi}; a_2 = \frac{\gamma}{\alpha}; b_1 = \frac{\beta_1 \kappa}{2\pi}; b_i = \frac{\beta_i \kappa}{2\pi}; b_n = \frac{\beta_n \kappa}{2\pi},$$

где α – центральный угол продольного канала 4 ротора 3; γ – центральный угол перешейков между рабочими камерами; κ – коэффициент дискретизации, равен числу продольных каналов 4; $\beta_1, \beta_i, \beta_n$ – центральный угол рабочей камеры 5, 6, 7 соответственно; 1, ..., i , ..., n – номер (1; i) и число (n) рабочих камер распределительной втулки 2.

При вращении ротора 3 в распределительной втулке 2 площадь $F_{дi}$ каждого из отводящих каналов рабочих камер 5, 6, 7 изменяется по времени t от нуля до заданной величины F_{max} (рис. 2).

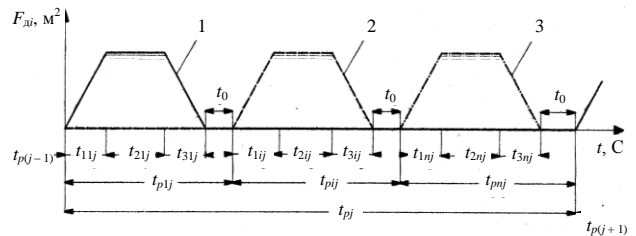


Рис. 2. Геометрические параметры ДГ: 1 – $F_{д1}(t)$; 2 – $F_{дi}(t)$; 3 – $F_{дn}(t)$ – площадь первого, i -го, n -го отводящего канала рабочей камеры 5, 6, 7 (рис. 1) соответственно; t – время

Время t_{pij} j -го цикла подачи рабочей жидкости по отводящим каналам определяется по формуле

$$t_{pij} = \sum_{i=1}^n t_{pij} = \frac{2\pi}{\kappa\omega}; \quad t_{pij} = t_0 + t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij},$$

где t_0 – время перекрытия смежных каналов рабочих камер; $t_{1ij}, t_{2ij}, t_{3ij}$ – время открытия, открытого положения, закрытия канала рабочей камеры i -го потребителя соответственно; $j = 1 \dots \kappa$ – номер цикла подачи рабочей жидкости по всем отводящим каналам; ω – угловая скорость ротора 3;

$$t_0 = \frac{2\pi a_1 a_2 - 1}{a_2 \kappa \omega}, \quad t_{1ij} = t_{3ij} = \frac{2f}{d_p h \omega \kappa},$$

$$t_{2ij} = \frac{2\pi k_{Qi} \left(1 - n a_1 + n \frac{a_1}{a_2} \right)}{\omega \kappa \sum_{i=1}^n k_{Qi}} - \frac{4f}{d_p h \omega \kappa}, \quad (1)$$

$f = \pi d_n^2 / 4$ – площадь поперечного сечения напорной магистрали насоса; d_n – диаметр напорной магистрали насоса; d_p – диаметр ротора ДГ; h – длина рабочей камеры 4, 5, 6; $k_{Qi} = \Delta V_i / \Delta V_i$; ΔV_i – дискретный объем рабочей жидкости, поступающей в напорную магистраль i -го потребителя за время $t_{\Sigma ij}$.

При вращении на ротор 3 действует суммарная горизонтальная составляющая R гидродинамических сил R_{ij} , определяемая по выражению

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{2F_{di} |\Delta p_i|}{\sqrt{\zeta}} \cos \chi_i,$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления; Δp_i – перепад давлений в канале i -го потока ДГ; χ_j – угол действия гидродинамических сил.

Рассмотрим работу много моторного привода с ДГ. Динамическая схема много моторного привода представлена на рис. 3. Переходные процессы при работе много моторного гидропривода описываются системами дифференциальных уравнений (2) – при работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса и (3) – при работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_n}{dt} &= \frac{Q_n - \sum_{i=1}^n Q_{ni}}{\psi V_{rn}}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{dp_i}{dt} &= \frac{Q_{ni} - F_i \frac{dz_i}{dt}}{\psi F_i z_i + fl_i} - \frac{\rho l_i}{f} \frac{d^2 Q_{ni}}{dt^2} - \frac{8\pi \rho \nu l_i}{f^2} \frac{dQ_{ni}}{dt}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(F_i p_i - P_i - k \frac{dz_i}{dt} - P_{\text{три}} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right), \end{aligned} \right\} (2)$$

где z_i – координата поршня исполнительного цилиндра ($i = 1 \dots n$); F_i – площадь поршня исполнительного цилиндра ($i = 1 \dots n$); m_i – масса груза и подвижных частей, приведенная к поршню ($i = 1 \dots n$); $P_{\text{три}}$ – сила трения ($i = 1 \dots n$); P_i – сила сопротивления подъему груза ($i = 1 \dots n$); p_n – давление в полости насоса; p_i – давление исполнительного гидроцилиндра ($i = 1 \dots n$); Q_n – объемная подача насоса; Q_{ni} – подача рабочей жидкости в напорную магистраль i -го потребителя; ψ – коэффициент податливости рабочей жидкости; V_{rn} – объем гидравлического гасителя в цепи насоса; l_i – длина трубопровода от ДГ до исполнительного гидроцилиндра ($i = 1 \dots n$); ρ – плотность рабочей жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости; k – коэффициент потерь;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dp_i}{dt} &= \frac{F_i \frac{dz_i}{dt} - Q_{ni}}{\psi V_i - F_i z_i + fl_i}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{dp_{ni}}{dt} &= \frac{Q_{ni} - Q_{di}}{\psi V_{rni} + fl_{ni}}; \\ \dots\dots\dots \\ \frac{d^2 z_i}{dt^2} &= \frac{1}{m_i} \left(P_i - p_i F_i - k_u \frac{dz_i}{dt} - P_{\text{три}} \operatorname{sgn} \frac{dz_i}{dt} \right), \end{aligned} \right\} (3)$$

где p_{ni} – давление в магистрали потребителя и после нагрузочного дросселя ($i = 1 \dots n$); Q_{ni} – расход рабочей жидкости через нагрузочный дроссель; l_i – длина гидролиний от исполнительного гидроцилиндра до нагрузочного дросселя; V_{rni} – объем полости гидравлического гасителя в гидролинии; l_{ni} – длина трубопровода от нагрузочного дросселя до ДГ; $V_i = F_i z_{i\max}$ – объем поршневой полости исполнительного гидроцилиндра в исходном положении.

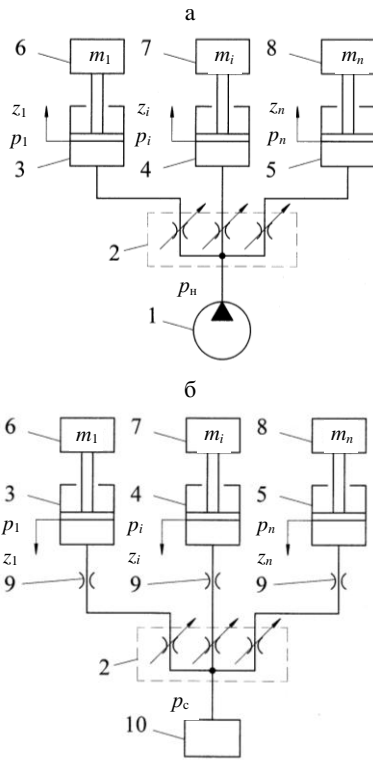


Рис. 3. Динамическая схема многомоторного гидропривода:
 а – ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости;
 б – ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости: 1 – насос; 2 – ДГ; 3, 4, 5 – исполнительный гидроцилиндр; 6, 7, 8 – груз; 9 – нагрузочный дроссель; 10 – потребитель

Эффективность работы ДГ может быть оценена по величине общего КПД аппаратов, учитывающего объемные потери в ДГ и потери мощности при течении рабочей жидкости через ДГ

$$\eta_{га.н} = \eta_{га.о} \eta_{га},$$

где $\eta_{га.н}$ – общий гидравлический КПД ДГ; $\eta_{га.о}$ – объемный гидравлический КПД ДГ; $\eta_{га}$ – гидравлический КПД ДГ.

Величина $\eta_{га.о}$ определяется конструктивным исполнением ДГ и технологическим уровнем производства гидравлической аппаратуры и в данном исследовании не рассматривается. Гидравлический КПД $\eta_{га}$ определяет потери давления в ДГ η_r и гидромеханические потери мощности на вращение ротора ДГ $\eta_{гм}$. Мгновенное значение $\eta_{га}$ изменяется при работе ДГ, поэтому принимаем в качестве критерия оценки эффективности его работы среднее значение $\bar{\eta}_{га}$.

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса $\bar{\eta}_{га}$ определяется по формуле

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_r \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i - \frac{\omega}{Q} \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{дi} |p_n - p_i - p_{jn} - p_{ln} - p_{ji} - p_{li}| \cos \chi_i}{2\sqrt{\zeta}} \right] \right\}}{p_n t_u}, \quad (4)$$

где $M_{тр}$ – сила трения при вращении ротора; t_u – время цикла работы ДГ; $F_{дi}$ – суммарная площадь каналов i -го потока ДГ.

При работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочей жидкости

$$\bar{\eta}_{га} = \bar{\eta}_r \bar{\eta}_{гм} = \frac{\sum_{t_u=0}^{t_u} \left\{ p_c \sum_{i=1}^n F_i \frac{dz_i}{dt} - \omega \left[M_{тр} + d_p \sum_{i=1}^n \frac{2F_{дi} |p_{ni} - p_c - p_{jni} - p_{lni}| \cos \chi_i}{2\sqrt{\zeta}} \right] \right\}}{t_u \sum_{i=1}^n p_{ni} F_i \frac{dz_i}{dt}}. \quad (5)$$

Кроме $\bar{\eta}_{га}$ определяем рассогласование перемещения поршней исполнительных гидроцилиндров как среднюю величину отношений текущих значений перемещений i -го и первого исполнительных гидроцилиндров за время цикла

$$\bar{k}_{zi} = \frac{1}{t_u} \cdot \sum_{t_u=0}^{t_u} \frac{z_i}{z_1}. \quad (6)$$

Решение систем дифференциальных уравнений (2) и (3) и определение параметров (4), (5), (6) в программе MathCad 11 проводились для двухмоторных гидравлических приводов. Определен характер зависимости параметров оценки эффективности работы гидропривода $\bar{\eta}_{\text{га}}$ и k_{z2} от нагрузочного режима потребителя и параметров ДГ.

Проведенный анализ работы двухмоторного гидропривода, оснащенного ДГ, работающего в режиме деления и суммирования потоков рабочей жидкости, показал:

- ДГ обеспечивает независимость нагрузочного режима работы контура данного потребителя от нагрузочного режима контура второго потребителя в широком диапазоне изменения нагрузок. Например, при изменении параметра P_1/P_2 в диапазоне 1,00–0,125 $\bar{\eta}_{\text{га}}$ и \bar{k}_{z2} изменяются в диапазонах 0,94–0,91 и 1,00–0,57, при этом величина $\bar{\eta}_{\text{гм}}$ остается неизменной и составляет $\bar{\eta}_{\text{гм}} \cong 0,98$;

- увеличение параметра дискретизации потока рабочей жидкости k приводит к увеличению $\bar{\eta}_{\text{га}}$ при уменьшении k_{z2} . Рациональным является интервал значений $k = 4–7$, обеспечивающий высокое значение $\bar{\eta}_{\text{га}}$ и относительно небольшое снижение \bar{k}_{z2} при изменении нагрузок напорных магистралей потребителей в широком диапазоне;

- максимальное значение $\bar{\eta}_{\text{га}}$ достигается при угловой скорости ротора $\omega = 188,4–314,0$ рад/с;

- ДГ обеспечивает возможность изменения параметров подачи рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в широком диапазоне за счет изменения геометрических параметров ротора и распределяющей втулки;

- рациональное значение объема гидравлического гасителя $V_{\text{гн}} = 0,5–1,0 q$ (здесь q – объемная постоянная насоса), что предполагает установку ДГ возле насоса, либо его интегрирование в конструкцию насоса;

- параметры продольных пазов ротора и каналов распределительной втулки выбираются из условия отсутствия перекрытия $a_2 = 1$;

- удаление дросселей нагрузки от ДГ и приближение их к исполнительным гидроцилиндрам позволяют улучшить показатели работы многомоторного гидропривода;

- увеличение проходного сечения дросселя нагрузки приводит к снижению $\bar{\eta}_{\text{га}}$ и увеличению \bar{k}_{z2} ;

- увеличение давления в напорной магистрали потребителя приводит к увеличению $\bar{\eta}_{\text{га}}$ гидропривода при существенном уменьшении параметра \bar{k}_{z2} .

При проектировании и технической реализации ДГ необходимо определить основные конструктивные характеристики. Исходными параметрами являются: условный проход насоса d_n , диаметр ротора d_p , коэффициент дискретизации k , исходя из которых определяются углы α, γ, β_i . Принимаем $\alpha \approx \gamma, a_2 \approx 1 \approx \beta_{i\text{min}}$ – треугольный закон изменения площади i -го отводящего канала по времени. Значения углов $\alpha \approx \gamma \approx \beta_{i\text{min}}$ определяются из условия $t_{2ij} = 0$ (1). Принимая $h = d_n$, а также $d_p = k_p d_n$ (здесь k_p – коэффициент пропорциональности), получим

$$b_{1\text{min}} = a_1 = \frac{1}{4k_p}. \quad (7)$$

В многопоточном ДГ при $a_2 = 1$

$$b_i = \frac{4k_p b_1 + 1}{4k_p} k_{Qi} - 1. \quad (8)$$

Увеличение диаметра ротора ДГ приводит к увеличению b_i при заданной величине b_1 и позволяет повысить максимальное значение параметра k_{Qi} . Для определения максимального значения суммы параметров k_{Qi} при заданных параметрах b_1 и a_1 воспользуемся выражением

$$\sum_{i=1}^n k_{Qi} = \frac{4k_p (1 - b_1) - 1}{4k_p b_1 + 1}. \quad (9)$$

Выражения (7)–(9) позволяют определить основные параметры ДГ. Конструктивно ДГ может быть реализован в виде отдельного агрегата [4] (рис. 4).

При работе ДГ в режиме деления потока рабочей жидкости насоса поступает через канал 7 в полости продольных каналов 4 равномерно вращающегося ротора 1, откуда периодически – в полости продольных каналов 5, 6 распределительной втулки 2 и через каналы 8, 9 – в напорные магистрали потребителей. При работе ДГ в режиме суммирования потоков рабочая жидкость из напорных магистралей потребителей через каналы 8, 9 поступает в полости продольных каналов 5, 6 распределительной втулки 2, и периодически – в полости продольных каналов 4 ротора 1, а через канал 7 – в бак

гидросистемы. Изменение числа потоков достигается изменением числа групп продольных каналов распределительной втулки и каналов подключения контуров потребителей. ДГ может модульно наращиваться, обеспечивая одновременное дозирование различных потоков рабочей жидкости.

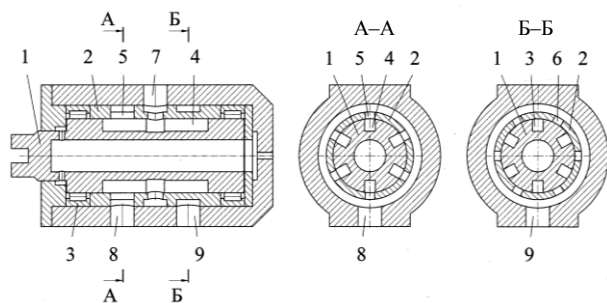


Рис. 4. Конструктивная схема ДГ: 1 – ротор; 2 – распределительная втулка; 3 – подшипник качения; 4, 5, 6 – продольный канал ротора (распределительной втулки); 7 – канал подключения насоса (бака); 8, 9 – канал подключения потребителя

При создании двухмоторных систем приводов актуальна разработка ДГ, обеспечивающего изменение параметров потоков рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей в соответствии с алгоритмом работы гидропривода. Разработана конструктивная схема ДГ [5], отличительной особенностью которой является изменение параметров β_1 , β_2 по длине ротора.

При технической реализации насосного моноагрегата ДГ устанавливается на фланец насоса в качестве промежуточного агрегата между механизмом привода и насосом серийного исполнения [6]. Корпус ДГ оснащен двумя фланцами для установки на корпуса насоса и механизма привода. Ротор ДГ выполняется в виде силовой муфты, соединяющей вал насоса с механизмом привода. Также ДГ может устанавливаться на корпус насоса с приводом ротора ДГ от приводного вала насоса [7].

При интегрировании ДГ в конструкцию насоса могут создаваться многопоточные шестеренные насосы [8], насосы аксиально-поршневые [9] с выполнением агрегатов ДГ на блоке цилиндров.

ВЫВОДЫ

Реализация предложенных, технически простых конструктивных схем ДГ позволит уменьшить число насосов при создании гидравлических систем приводов ходового и рабочего

оборудования многофункциональных строительных и дорожных машин, исключить из системы приводов механические агрегаты, упростить разработку дорожной машины, снизить ее стоимость.

Представленные технические решения ДГ и математические функции для расчета параметров могут быть использованы при создании многомоторных приводов рабочего оборудования строительных и дорожных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Раннев, А. В. Устройство и эксплуатация дорожно-строительных машин: учеб. для нач. проф. образования / А. В. Раннев, М. Д. Полосин. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 488 с.
2. Строительные машины: справ. в 2 т. – Т. 1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А. В. Раннев [и др.]; под общ. ред. Э. Н. Кузина. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.
3. Коробкин, В. А. Агрегаты дискретного действия гидроприводов строительных и дорожных машин / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 5. – С. 43–46.
4. Модульная дозирующая система: пат. 63880 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № u 2006146474/22; заявл. 25.12.2006; опубл. 10.06.2007 // Бюл. – № 16.
5. Гидрообъемная трансмиссия самоходного вибрационного катка: пат. 7201 Респ. Беларусь, МПК(2009) В 60К 17/00, Е 01С 19/22 / А. И. Бобровник, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Белор. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20100796; заявл. 22.09.10; опубл. 30.04.11 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 2.
6. Гидронавесная система технологической машины: пат. 4366 Респ. Беларусь, МПК(2006) F15H 61/40, F15B 11/00 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № u 20070747; заявл. 25.10.07; опубл. 30.04.08 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 2.
7. Насос шестеренный: пат. 2772 Респ. Беларусь, F15B 11/22, E04C 2/04, / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № u 20050715; заявл. 14.11.05; опубл. 30.06.06 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 3.
8. Насос шестеренный: пат. 66449 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № u 2007115524/22; заявл. 24.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Бюл. – № 25.
9. Аксиально-поршневая гидромашинка: пат. 66448 Рос. Федерации, МПК F15B 11/22 / В. А. Коробкин, А. Я. Котлобай, А. Н. Ивановский, Ю. А. Андрияненко, Б. А. Луцков, А. А. Котлобай; заявитель Республ. унит. предпр. «Минский тракторный завод». – № u 2007114103/22; заявл. 13.04.2007; опубл. 10.09.2007 // Бюл. – № 25.

Поступила 14.02.2012