

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

**ТРАНСПОРТ  
МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ  
СТРОИТЕЛЬСТВО . АРХИТЕКТУРА  
ПРИБОРОСТРОЕНИЕ  
ОХРАНА ТРУДА . ОХРАНА  
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ . ГЕОЭКОЛОГИЯ  
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА**

*Научно-методический журнал  
Издаётся с октября 2001 г.*

*Периодичность – 4 раза в год*

**2(27) 2010**

---

## **СОДЕРЖАНИЕ**

### **ТРАНСПОРТ**

<b>АНТИПЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А., ШАМБАЛОВА М. Г.</b> Диагностирование механических трансмиссий машин импульсным методом на стационарном стенде .....	9
<b>ГАЛЮЖИН А. С.</b> Анализ устройств очистки сжатого воздуха пневмосистем мобильных машин .....	17
<b>ДУБОВИК Д. А.</b> Гипотеза линейного закона распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин и методика ее экспериментального обоснования.....	28
<b>ДУБОВИК Д. А.</b> Интегрированное управление касательными силами тяги ведущих колес внедорожных машин .....	34

<b>ЕМЕЛЬЯНОВИЧ И. В., АМЕЛЬЧЕНКО П. А., ЖУКОВСКИЙ Н. И.</b> Обоснование целевой функции экономико-математической модели МТА на базе колесных тракторов.....	39
<b>СМОЛЯР А. П.</b> Методика проведения экспе- риментальных исследований резания грунта в лабораторных условиях .....	45
<b>ТАРАСИК В. П., МРОЧЕК В. И., МРОЧЕК Т. В.</b> Влияние гидроусилителя на функциональные свойства рулевого управления троллейбуса .....	50
<b>ЯСЮКОВИЧ Э. И.</b> Разработка методики вир- туальных испытаний курсовой устойчивости трехосных автомобилей .....	59

### МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

<b>БЛАГОДАРНАЯ О. В., МИНАКОВ А. П.</b> Расчет силовой электромагнитной системы установки для магнитно-абразивного полиро- вания (МАП) швейных игл .....	70
<b>ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф.</b> Оптимизация процесса механического легиро- вания при получении высокопрочных нано- структурных дисперсно-упрочненных нихромов .....	77
<b>ЛУСТЕНКОВ М. Е., МАКОВЕЦКИЙ И. И.</b> Сферические планетарные шариковые передачи с различными типами беговых дорожек.....	86
<b>ТОКМЕНИНОВ К. А., ШИРОЧЕНКО В. А.</b> Перспективы и эффективность использования тепловых насосов .....	93
<b>ТУРОМША В. И.</b> Концепция скоростного силового резания .....	101
<b>ХАБИБУЛЛИН А. И., ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф.</b> Оптимизация состава, структуры и свойств механически легирован- ной дисперсно-упрочненной меди.....	113
<b>ХАТЕТОВСКИЙ С. Н.</b> Обеспечение нечувст- вительности зацепления поверхностей к изме- нению их относительного положения .....	122

## СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

**БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н.** Усреднительные склады –  
необходимое звено в системе «Карьер – дробиль-  
но-сортировочный завод» ..... 132

**ФЕДОСОВ С. В., ЩЕПОЧКИНА Ю. А.,  
АКУЛОВА М. В., КОШЕЛЕВ Е. В.** Исследование  
влияния пропиточных материалов на адгезионные  
свойства бетона с оплавленным стекловидным  
покрытием ..... 138

**ШУТОВ Р. З.** Несущая способность шестиуголь-  
ной железобетонной дорожной плиты испытатель-  
ного полигона РУПП БелАЗ по нормальным  
сечениям ..... 143

## ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

**ШИЛОВ А. В., НОВИКОВ В. А., КУШНЕР А. В.**  
Количественная оценка индикаторных рисунков  
дефектов при визуализации их полей на магнит-  
ной пленке ..... 152

## ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

**ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН А. С.,  
ЛОБИКОВА О. М.** Проблемы изменения климата..... 161

**КОЗЫРИЦКИЙ П. А.** Анализ травматизма и  
несчастных случаев при производстве работ на  
высоте ..... 170

## ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

**ПАРФЕНОВИЧ О. Н., ТРЕТЬЯКОВ А. С.**  
Элементы теории тепловых процессов электро-  
двигателя по конструктивной схеме ДАС с трёх-  
роторной электромеханикой..... 179

- Журнал включен в Перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований по техническим наукам
- Публикуемые материалы рецензируются
- Подписные индексы: для индивидуальных подписчиков – 00014  
для предприятий и организаций – 000142

УДК 629.3–515

**В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., В. И. Мрочек, канд. техн. наук, доц.,  
Т. В. Мрочек, канд. техн. наук**

## **ВЛИЯНИЕ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ НА ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСА**

Приведены результаты исследования характеристик систем рулевого управления троллейбусов АКСМ–101 и АКСМ–20101 с гидроусилителями МАЗ–5335 и МАЗ–6422 соответственно. Получены оценки показателей управляемости указанных типов троллейбусов и эффективности работы механизмов гидроусилителей. Изложены предлагаемые рекомендации по улучшению функциональных свойств системы рулевого управления с гидроусилителем МАЗ–6422.

Рулевое управление является одним из основных конструктивных элементов активной безопасности транспортного средства. Как показывает опыт эксплуатации троллейбусов, наименее надежным элементом рулевого управления является гидроусилитель. Вместе с тем это наиболее сложный и дорогостоящий компонент рулевого управления.

В троллейбусных парках Республики Беларусь в настоящее время широко используются троллейбусы АКСМ–101 и АКСМ–20101, рулевые управления которых содержат гидроусилители МАЗ–5335 и МАЗ–6422 соответственно. Гидроусилитель МАЗ–5335 (нейтрального типа) включает пластинчатый насос 130-3407200.20 двукратного действия Н; регулятор расхода РР с предохранительным клапаном и клапаном разности давлений; гидроцилиндр Ц с распределителем Р, скомпонованные в одном модуле, и фильтр на сливе в бак. Рулевой механизм установлен отдельно. Гидроусилитель МАЗ–6422 (полуинтегрального типа) включает те же компоненты, что и усилитель МАЗ–5335; отличие заключается лишь в следующем: в этом гидроусилителе используется шестеренный насос типа НШ16Г–3Л, а распределитель установлен в одном корпусе с рулевым механизмом.

В результате проведенных исследований [1–4] выявлено, что наибольшее влияние на снижение эффективно-

сти работы рулевого управления с гидроусилителем оказывает выходная характеристика регулятора расхода – зависимость расхода на выходе регулятора  $Q_{р,р}$  от давления, зависящая от величины зазора  $a_0$  в сопряжении золотник – корпус регулятора расхода. Номинальное значение  $a_0$ , предусмотренное в технической документации на изготовление, составляет 12 мкм. При этом значении регулятор расхода обеспечивает стабилизацию подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр для гидроусилителя МАЗ–5335 – на уровне 8,9 л/мин, для усилителя МАЗ–6422 – на уровне 13 л/мин. При нарушении технологии сборки, а также в результате износа при эксплуатации машины величина зазора может значительно отклониться от номинального значения  $a_0$ . В ходе обследования 25 экземпляров гидроусилителей МАЗ–5335, находившихся в эксплуатации, установлено, что у отдельных экземпляров величина зазора  $a_0$  достигала 40 мкм. При увеличении зазора  $a_0$  возрастает величина утечек рабочей жидкости в регуляторе  $Q_{ут1}$ , что приводит к снижению величины  $Q_{р,р}$ , особенно интенсивно – при  $a_0 > 24$  мкм. При этом эффективность работы гидроусилителя существенно снижается и ухудшаются показатели управляемости троллейбуса.

В этой связи была поставлена задача – исследовать процессы функционирования механизмов рулевого

управления троллейбусов АКСМ–101 и АКСМ–20101 с целью поиска способов улучшения их функциональных свойств и повышения работоспособности.

Для решения поставленной задачи были разработаны динамическая и математическая модели, позволившие выполнить системный анализ процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем и оценить влияние параметров его механизмов на показатели управляемости машины и эффективности работы системы рулевого управления. Моделировалось движение снаряженного троллейбуса и с полной нагрузкой при совершении маневров «переход на круговую траекторию с минимальным радиусом» и «поворот на 90°» при проезде перекрестка.

На рис. 1 приведена разработанная динамическая модель рулевого управления колесной машины с гидроусилителем и приняты следующие обозначения:  $F_{нагр}$  – приведенное усилие нагрузки на рулевой привод, обусловленное сопротивлением повороту управляемых колес;  $c_{р.п}$  – приведенный к гидроци-

линдру коэффициент жесткости, отображающий упругие свойства рулевого привода управляемых колес;  $\mu_{р.п}$  – коэффициент сопротивления (демпфирования) диссипативного элемента рулевого привода;  $p_{о.с}$  – давление в полости пружины регулятора;  $Q_n$  – подача насоса;  $Q_{слив}$  – расход на слив в бак при повышении давления;  $Q_{др2}$  – расход рабочей жидкости через дроссель ДР2 в полость пружины золотника регулятора расхода;  $Q_{ут1}$  – расход утечек в регуляторе расхода через зазор Z;  $Q_{ут2}$  – расход утечек через зазоры в распределителе;  $Q_1$  – расход жидкости, обусловленный перемещением золотника регулятора расхода;  $Q_2$  – расход жидкости в магистрали регулятора расхода, в которой расположен дроссель ДР1;  $Q_3$  – расход на выходе регулятора РР;  $Q_4$  – расход на выходе распределителя Р;  $Q_5$  – расход в поршневой полости гидроцилиндра ГЦ;  $Q_6$  – расход на сливе из гидроцилиндра;  $x_3$  – перемещения золотника регулятора расхода, поршня гидроцилиндра и приведенной массы  $m_{пр}$  управляемых колес соответственно.

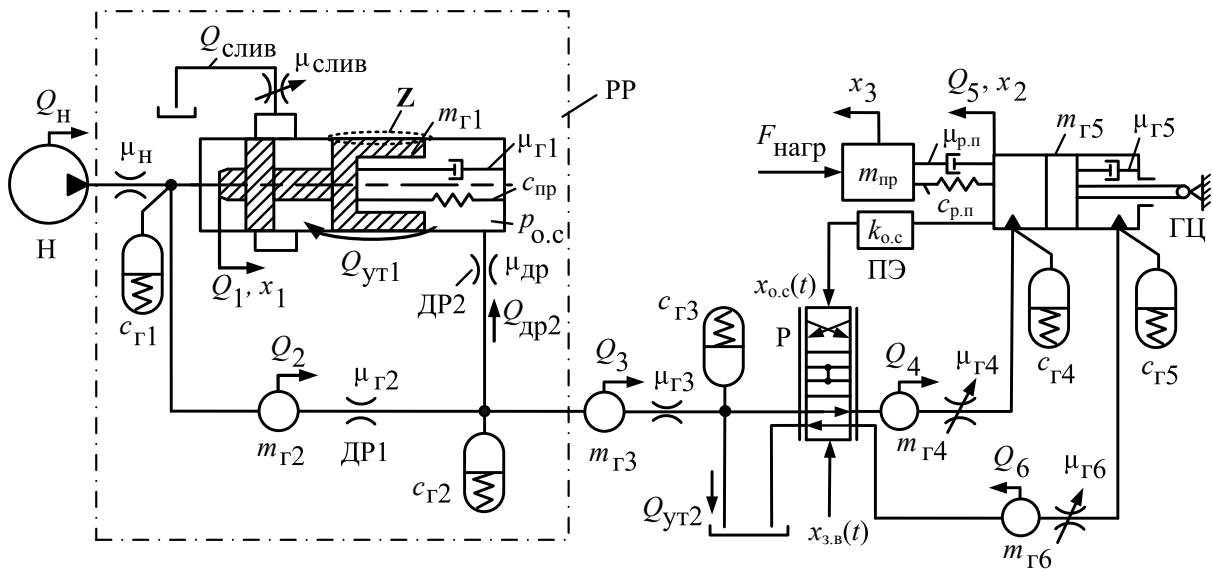


Рис. 1. Динамическая модель рулевого управления с гидроусилителем

Для моделирования переходных процессов в системе рулевого управления при повороте троллейбуса использовалась система обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений 16-го порядка [1], разработанная на основе структурно-матричного метода [5] и пригодная для исследований характеристик гидроусилителей, выполненных по всем известным компоновочным схемам. В модели учтены физические свойства всех основных компонентов рулевого управления: инерционные, упругие и диссипативные свойства гидравлических и механических элементов рулевого управления машины, сжимаемость и вязкостные свойства рабочей жидкости гидроусилителя, зависимость вязкости от температуры, утечки рабочей жидкости через зазоры в сопряжениях, трение в сопряжениях поршень–гидроцилиндр, золотник–корпус регулятора расхода, трение в уплотнении штока цилиндра, упругие и диссипативные свойства рулевого привода. Для описания управляемого курсового движения троллейбуса использована система дифференциальных уравнений 3-го порядка [1, 6].

Для оценки качества процессов функционирования рулевого управления с гидроусилителем обоснован выбор по-

казателей. В качестве показателей управляемости троллейбуса приняты время регулирования  $t_p$  (время поворота колес на максимальные углы из нейтрального положения) и продольное перемещение машины  $X$  при повороте на  $90^\circ$ .

Критериями качества процессов функционирования гидроусилителя рулевого управления приняты: средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра  $v_{п}$  при повороте управляемых колес; максимальное усилие гидроцилиндра  $F_{г.ц.макс}$ ; расход на выходе регулятора  $Q_{р.п}$ ; суммарные утечки рабочей жидкости в регуляторе расхода и распределителе  $Q_{\Sigma}$ ; среднее значение КПД гидроусилителя  $\eta_{г.у.ср}$  за время выполнения маневра.

На рис. 2 и 3 представлены результаты исследований процессов в гидроусилителе МАЗ–5335 и управляемого курсового движения троллейбуса АКСМ–101 во времени при повороте на  $90^\circ$  при проезде перекрестка. Моделировалось движение троллейбуса с полной нагрузкой, при этом оценивалось влияние на оценочные показатели зазоров  $a_0$  в сопряжениях золотник–корпус регулятора расхода и распределителя, варьировавшихся в пределах от 12 до 24 мкм.

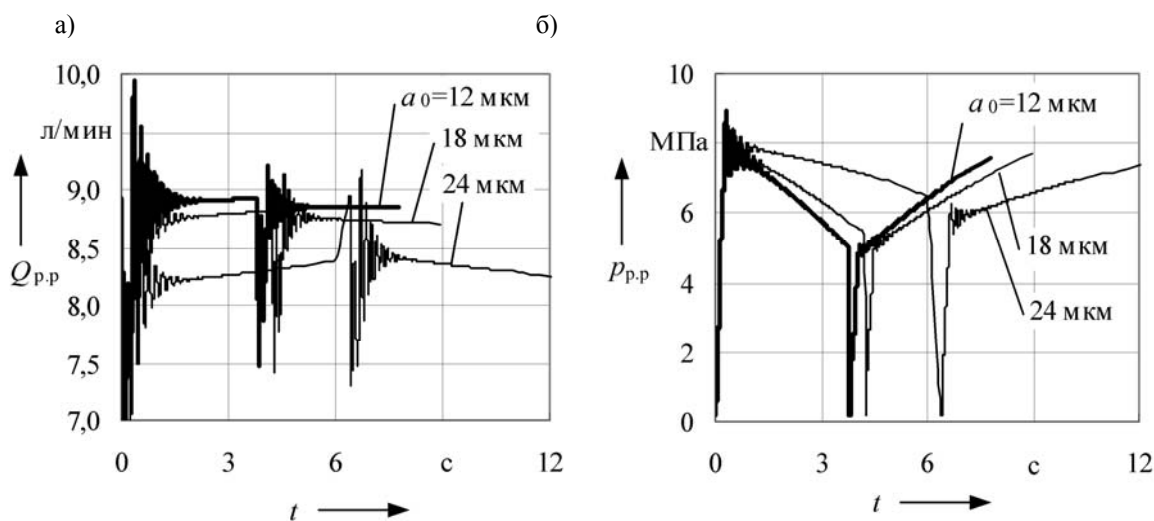


Рис. 2. Изменение характеристик регулятора расхода при выполнении маневра «поворот на  $90^\circ$ » гидроусилителя МАЗ–5335

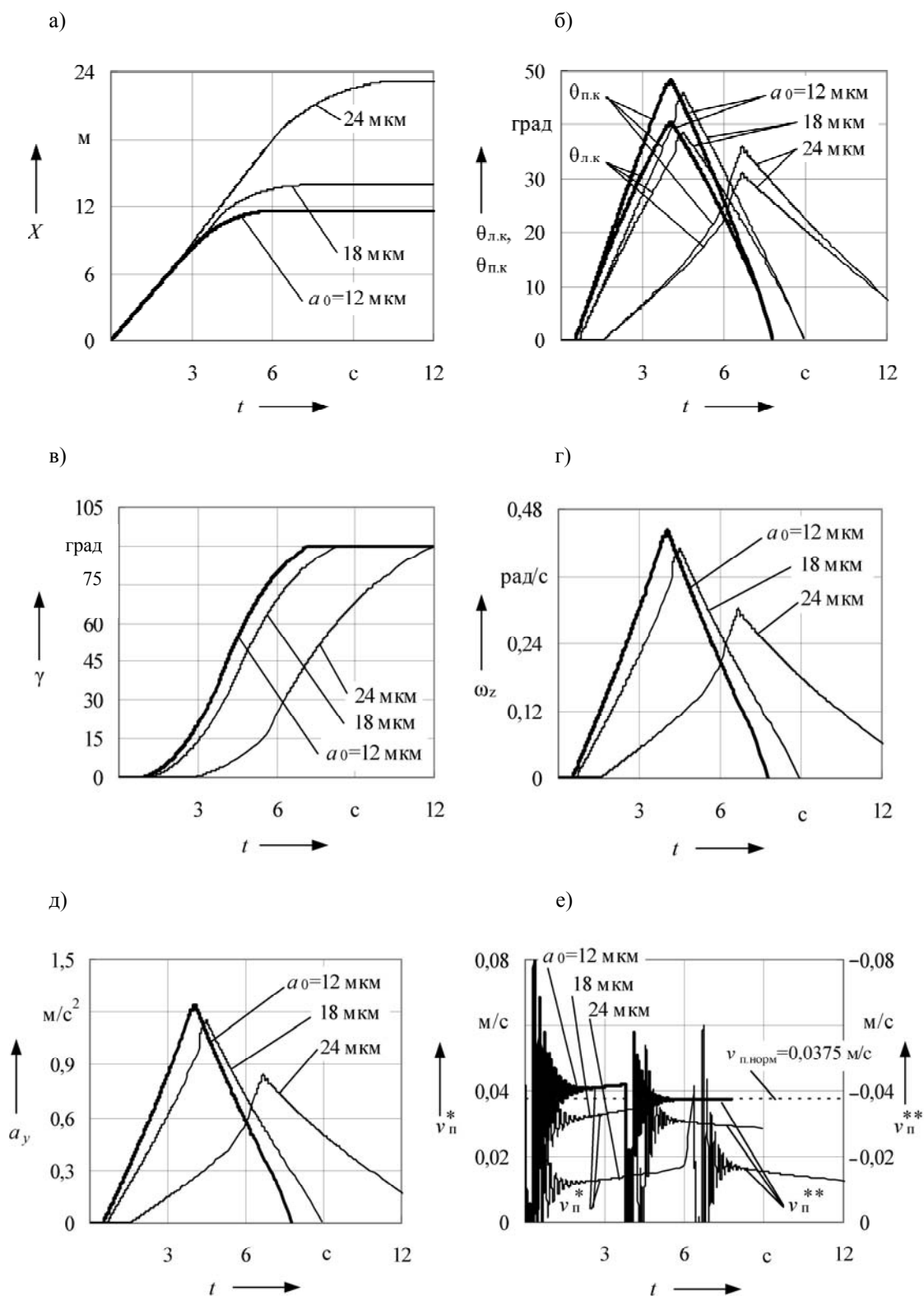


Рис. 3. Изменение параметров движения троллейбуса при повороте на  $90^\circ$  в зависимости от зазоров в регуляторе расхода и распределителе гидроусилителя МАЗ-5335

На рис. 2, а представлена характеристика расхода на выходе регулятора. При увеличении зазора расход на выходе регулятора существенно снижается и изменяется в значительных пределах, т. е. стабилизация расхода в этом случае не обеспечивается. Давление на выходе регулятора расхода  $p_{p,p}$  зависит от нагрузки гидроцилиндра  $F_{нагр}$ .

Рис. 3, а иллюстрирует изменение траектории движения центра масс троллейбуса. При увеличении зазоров в регуляторе и распределителе в 1,5 раза по отношению к номинальному значению ширина поворотной полосы движения троллейбуса увеличивается на 3 м, а при увеличении зазоров в 2 раза – на 12 м. Очевидно, что для сохранения неизменной поворотной полосы, обеспечиваемой только за счет работы гидроусилителя с номинальными значениями зазоров, водителю придется прилагать к рулевому колесу значительные мускульные усилия.

На рис. 3, б показаны графики изменения углов поворота  $\theta_{л,к}$  и  $\theta_{п,к}$  левого и правого управляемых колес соответственно. Видно, что с увеличением зазоров происходит запаздывание момента времени начала поворота колес. При этом максимальные значения углов поворота колес не успевают реализоваться. Следовательно, не в полной мере используются потенциальные возможности рулевого привода из-за снижения скорости перемещения поршня  $v_{п}$  гидроцилиндра (рис. 3, в).

Изменение курсового угла  $\gamma$  отобразено на рис. 3, в. После завершения поворота курсовой угол принимает значение  $90^\circ$ . Изменение угловой скорости поворота  $\omega_z$  троллейбуса относительно вертикальной оси показано на рис. 3, г, а поперечной составляющей ускорения центра масс машины  $a_y$  – на рис. 3, д.

В результате анализа влияния  $a_0$  на время регулирования  $t_p$  установлено, что предельное значение зазора  $a_{0max}$  у исследуемого гидроусилителя

МАЗ–5335 составляет 15 мкм. При этом значении  $a_{0max}$  время  $t_p$  не превышает  $(4 \pm 0,25)$  с (согласно Правилам ЕЭК ООН № 36 и 107 переход с прямолинейного движения на круговое с минимальным радиусом поворота при скорости  $(10 \pm 2)$  км/ч должен завершаться в течение  $(4 \pm 0,25)$  с). Значению  $a_{0max} = 15$  мкм соответствует допускаемая предельная величина утечек через регулятор расхода  $Q_{ут1max} = 0,038$  л/мин и расход утечек для распределителя  $Q_{ут2} = 0,85$  л/мин; суммарное значение утечек  $Q_{\Sigma} = 0,89$  л/мин или 7,42 % от подачи насоса  $Q_{п}$ .

Анализ приведенных на рис. 2 и 3 графиков показывает, что параметры расходной характеристики гидроусилителя МАЗ–5335 не могут обеспечивать высокие показатели управляемости троллейбуса, т. к. гидроусилитель не располагает необходимым запасом подачи рабочей жидкости. Поэтому функциональные свойства рулевого управления троллейбуса АКСМ–101 оказываются сравнительно низкими. В этой связи возникает необходимость тщательного контроля за обеспечением стабилизации расходной характеристики регулятора расхода [1, 4].

Аналогичные исследования переходных процессов в системе рулевого управления были проведены для троллейбуса АКСМ–20101 с гидроусилителем МАЗ–6422. Гидроусилитель МАЗ–6422 имеет гораздо более высокие показатели качества функционирования, поскольку насос НШ16Г–3Л указанного гидроусилителя обеспечивает более высокую подачу в сравнении с насосом гидроусилителя МАЗ–5335. Установлено, что предельно допустимое значение  $a_{0max}$  для МАЗ–6422 составляет 21 мкм. Расходы утечек составляют:  $Q_{ут1} = 0,151$  л/мин;  $Q_{ут2} = 3,63$  л/мин; суммарное значение утечек в регуляторе расхода и распределителе  $Q_{\Sigma} = 3,78$  л/мин или 24 % от подачи на-



соса  $Q_n$ . Согласно СТ СЭВ 1629–29 значение  $Q_\Sigma$  не должно превышать 15 %. По этому критерию допустимое значение  $a_{0\max}$  снижается до 18 мкм, а  $Q_{yT1} = 0,095$  л/мин,  $Q_{yT2} = 2,29$  л/мин,  $Q_\Sigma = 2,39$  л/мин.

Для улучшения показателей троллейбуса с усилителем МА3-5335 предложено модернизировать его усилитель, применив в нем более производительный насос НШ16Г–3Л. Установлено, что модернизированный таким образом

гидроусилитель имеет более высокие показатели качества. Предельное значение зазора  $a_{0\max}$  у данного гидроусилителя составляет 24 мкм (что в 1,6 раза больше, чем у исходного гидроусилителя МА3–5335). Значению  $a_{0\max} = 24$  мкм соответствует допустимая предельная величина утечек через регулятор расхода  $Q_{yT1\max} = 0,153$  л/мин.

Значения критериев качества исследованных рулевых управлений с гидроусилителями представлены в табл. 1.

Табл. 1. Значения критериев качества процессов функционирования рулевого управления троллейбусов с гидроусилителем

Наименование параметра	Тип гидроусилителя								
	МА3–5335, с насосом 130–3407200.20			МА3–5335, с насосом НШ16Г–3Л			МА3–6422, с насосом НШ16Г–3Л		
Радиальный зазор $a_0$ , мкм	12	18	24	12	18	24	12	18	24
Время регулирования $t_p$ , с	3,86	4,72	9,16	2,68	3,05	4,29	2,93	3,66	8,02
Продольное перемещение машины $X$ , м	11,017	12,672	21,622	7,778	8,851	12,499	9,013	9,597	20,872
Скорость поршня гидроцилиндра $v_{п}$ , м/с	0,0419	0,0357	0,0230	0,0627	0,0567	0,0445	0,0569	0,0484	0,0302
Расход на выходе регулятора $Q_{p.p.}$ , л/мин	8,889	8,811	8,593	13,065	12,977	12,696	13,058	12,927	12,499
Расход утечек $Q_{yT1}$ , л/мин	0,017	0,066	0,155	0,017	0,066	0,155	0,025	0,095	0,226
Расход утечек $Q_{yT2}$ , л/мин	0,385	1,473	3,585	0,386	1,479	3,395	0,597	2,289	5,407
Суммарный расход утечек $Q_\Sigma$ , л/мин / %	<u>0,402</u> 3,35	<u>1,539</u> 12,83	<u>3,740</u> 31,17	<u>0,403</u> 2,52	<u>1,545</u> 9,66	<u>3,550</u> 22,19	<u>0,622</u> 3,89	<u>2,384</u> 14,90	<u>5,633</u> 35,21
Расход на слив из регулятора в бак $Q_{слив}$ , л/мин	3,097	3,123	3,252	2,918	2,956	3,142	2,916	2,976	3,274
Расход в гидроцилиндре $Q_{г.ц.}$ , л/мин	8,501	7,338	5,008	12,679	11,498	9,301	12,461	10,640	7,092
Среднее значение КПД гидроусилителя $\eta_{г.у.ср}$	0,671	0,537	0,278	0,783	0,695	0,519	0,746	0,623	0,362

На рис. 4 представлены графики зависимостей критериев качества исследованных рулевых управлений с гидроусилителями от величины зазоров в регуляторе расхода и распределителе. На рисунке приняты следующие обозначения: 1 – рулевое управление с гидроусилителем МА3–5335 с насосом 130–3407200.20; 2 – рулевое управление

с гидроусилителем МА3–5335 с насосом НШ16Г–3Л; 3 – рулевое управление с гидроусилителем МА3–6422 с насосом НШ16Г–3Л. Видно, что наиболее высокие показатели качества функционирования имеют гидроусилители с более производительным насосом НШ16Г–3Л.

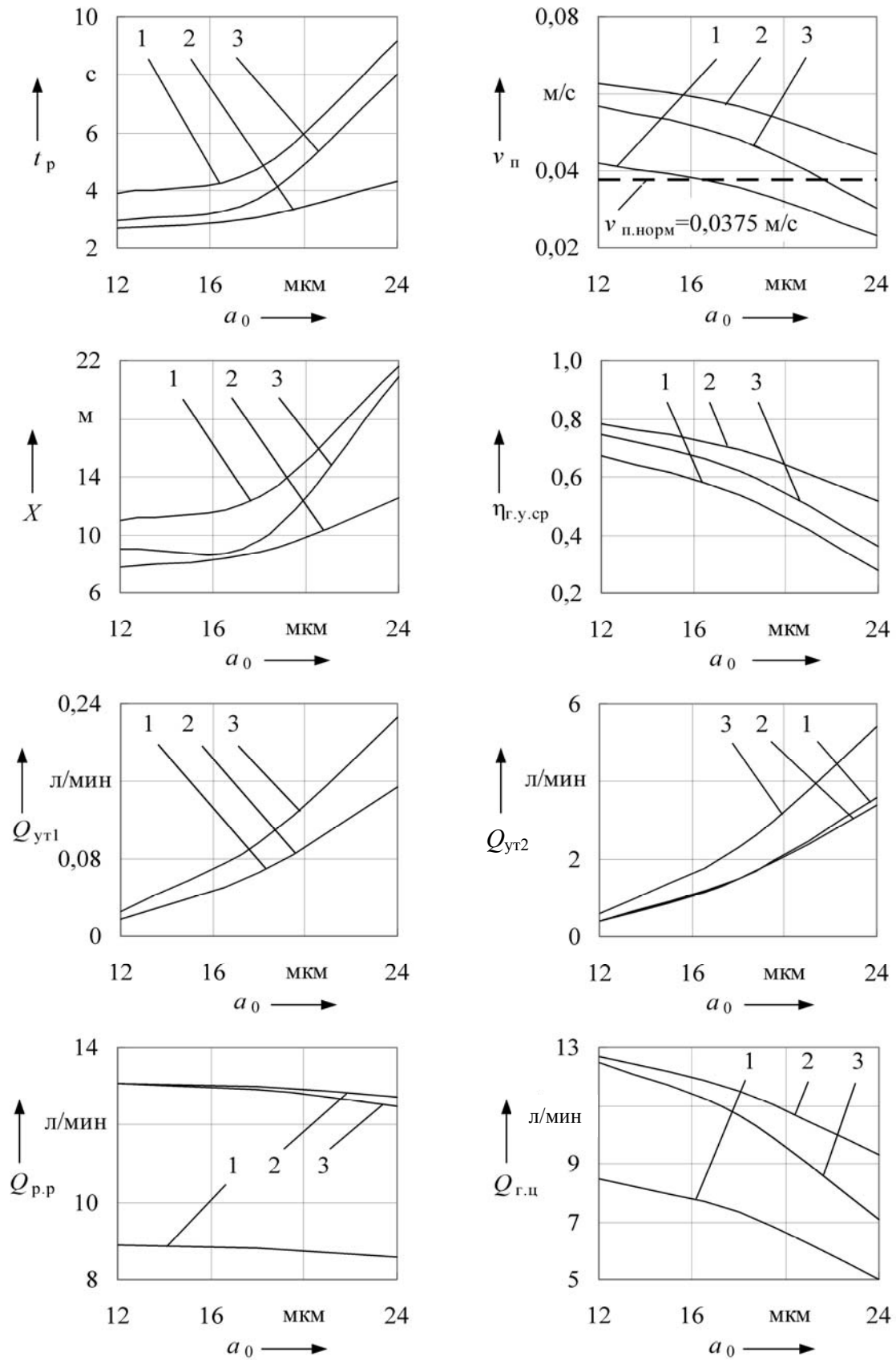


Рис. 4. Графики зависимостей критериев качества процессов функционирования рулевого управления троллейбусов с гидроусилителем от величины зазоров в регуляторе расхода и распределителе

Проведенные исследования показывают, что восстановить расчетные значения расхода на выходе регулятора можно путем регулирования площади сечения основного дросселя. С увеличением утечек из полости обратной связи необходимо увеличивать площадь основного дросселя, снижая на нем потери давления. Установлено, что изменение диаметра дросселя в пределах  $\pm 15\%$  от номинального значения позволяет изменить расход  $Q_{p.p}$  на  $55\%$ .

При увеличении утечек в распределителе  $Q_{y1}$  предложено выполнять настройку регулятора расхода на большую величину подачи рабочей жидкости в гидроцилиндр усилителя.

Исходя из нормативных требований к показателю управляемости  $t_p \leq 4$  с определена величина предельного значения утечек из регулятора расхода, при превышении которой необходимо осуществлять регулирование проходного сечения основного дросселя. Величина утечек для гидроусилителя МАЗ–5335 не должна превышать значения  $Q_{y1max} = 0,038$  л/мин, что соответствует зазору  $a_0 = 15$  мкм, а для гидроусилителя МАЗ–6422 –  $0,095$  л/мин, что соответствует зазору  $a_0 = 18$  мкм. Для распределителя предельные значения утечек  $Q_{y2max}$  составляют: для гидроусилителя МАЗ–5335  $Q_{y2max} = 0,85$  л/мин, для гидроусилителя МАЗ–6422 –  $2,29$  л/мин. Полученные предельные значения  $Q_{y1max}$  и  $Q_{y2max}$  можно использовать для диагностирования технического состояния регулятора расхода и распределителя без их разборки.

Работоспособность гидроусилителя при увеличении  $a_0$  можно восстановить путем регулирования площади проходного сечения  $A_{др1}$  основного дросселя ДР1 регулятора расхода. Регулирование величины  $A_{др1}$  позволяет восстановить баланс сил, действующих

на золотник регулятора расхода, и обеспечить стабилизацию расхода на требуемом уровне. При увеличении  $a_0$  необходимо увеличивать значение  $A_{др1}$ , что приведет к уменьшению потерь на основном дросселе ДР1 регулятора расхода, компенсирует увеличившиеся потери давления на дросселе ДР2 линии обратной связи и в результате обеспечит необходимый баланс сил на золотнике.

Увеличение времени регулирования  $t_p$  может также произойти из-за возрастания утечек в распределителе  $Q_{y2}$ , так как при этом уменьшится средняя скорость перемещения поршня гидроцилиндра  $v_{п.}$  Компенсировать увеличение утечек  $Q_{y2}$  можно путем перенастройки регулятора расхода на более высокую величину дозирования расхода  $Q_{p.p}$ .

Реализация полученных результатов исследований позволяет повысить показатели функциональных свойств системы рулевого управления троллейбусом и эффективность работы гидроусилителя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Исследование функциональных свойств рулевого управления троллейбуса / В. П. Тарасик, Т. В. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 59–69.
2. Мрочек, Т. В. Исследование характеристик регулятора расхода гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1. – С. 171–175.
3. Мрочек, Т. В. Разработка математической модели и исследование характеристик гидроусилителя рулевого управления / Т. В. Мрочек // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 3. – С. 21–29.
4. Мрочек, Т. В. Улучшение функциональных свойств рулевого управления троллейбусов путем стабилизации характеристики регулятора расхода гидроусилителя / Т. В. Мрочек // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т,

2009. – Ч. 2. – С. 177–178.

5. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с. : ил.

6. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 487 с. : ил.

Белорусско-Российский университет  
Материал поступил 12.02.2010

**V. P. Tarasik, V. I. Mrochek, T. V. Mrochek**  
**Hydraulic steering booster influence**  
**on functional properties of the trolleybus**  
**steering control**

The results of research of the steering control characteristics of trolleybuses AKSM-101 and AKSM-20101 with hydraulic power steering MAZ-5335 and MAZ-6422 are given in the article. Estimations of indices of controllability of mentioned trolleybuses types and operating efficiency of gears of hydraulic power steering are received. Proposed guidelines on improving of the functional properties of the steering control system with hydraulic steering booster MAZ-6422 are stated in the article.

## **Редакционная коллегия**

Главный редактор	д-р техн. наук, проф. И. С. Сазонов
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, доц. М. Е. Лустенков
Зам. главного редактора	канд. техн. наук, проф. А. А. Жолобов
Ответственный секретарь	В. И. Кошелева

## **Члены редколлегии:**

Д-р экон. наук, проф. Н. И. Базылев, д-р экон. наук, проф. С. И. Барановский, д-р техн. наук, проф. Э. И. Батяновский, д-р техн. наук, проф. Е. И. Берестов, д-р физ.-мат. наук, проф. В. И. Борисов, д-р техн. наук, проф. Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф. С. В. Босаков, д-р физ.-мат. наук, проф. С. В. Гапоненко, д-р техн. наук, проф. П. Н. Громыко, д-р техн. наук, доц. А. М. Даньков, д-р биол. наук, доц. А. М. Карабанов, д-р техн. наук, проф. В. А. Ким, д-р техн. наук, проф. А. П. Кузнецов, д-р техн. наук, проф. В. П. Куликов, д-р техн. наук, проф. А. М. Лазаренков, д-р техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф. В. И. Луковников, д-р техн. наук, проф. В. А. Новиков, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Редько, д-р техн. наук, доц. В. М. Пашкевич, д-р техн. наук, доц. С. Д. Семенюк, д-р физ.-мат. наук, проф. А. Б. Сотский, д-р физ.-мат. наук, проф. В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф. Б. И. Фираго, д-р физ.-мат. наук А. В. Хомченко

Подписано в печать 24.05.2010. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 21.86. Уч.-изд. л. 20.0. Тираж 100 экз. Заказ № 417.

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.  
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2010