



УДК 628.899

Г.А. Гурьянов

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**СОСТОЯНИЕ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН
И РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ**

Загрязненность рабочей жидкости оказывает большое влияние на техническое состояние агрегатов гидросистем машин.

В гидравлических системах общепромышленного назначения, в том числе применяемых на строительных машинах, используются рабочие жидкости в основном по 13 классу чистоты (ГОСТ 17216-71). Это означает, что содержание механических примесей, определяемое по стандартной методике (ГОСТ 6370-59), не должно превышать 0,005% по массе. Однако по данным ряда исследователей рабочие жидкости уже в состоянии поставки имеют загрязненность, превышающую допустимые нормы (от 0,004 до 0,046% по массе). Исследованиями В.М.Сапожникова установлено, что гидросистемы загрязняются при заправке рабочей жидкостью (20%); в процессе изготовления, технического обслуживания (ТО) или ремонта (Р) (60%); в результате изнашивания подвижных элементов (20%). П.И.Сумин и другие считают, что преобладающая часть механических загрязнений (50 – 60 %) в процессе эксплуатации попадает в гидросистему строительных машин при дозаправке. Опыт эксплуатации строительных машин показывает, что 30 – 52% отказов машин приходится на гидропривод. Одна из основных причин отказов – загрязненная рабочая жидкость.

Изучение процесса эксплуатации СДМ на предприятиях г. Усть-Каменогорска, использующих строительную и дорожную технику, дало следующие результаты.

На предприятии ТОО УМС-1, эксплуатирующем в основном землеройную технику, рабочая жидкость находится в эксплуатации без замены $2 \div 3$ срока службы, т.е. $6 \div 10$ тыс. часов. Контроля состояния жидкости нет. При проведении Р и ТО рабочая жидкость из гидросистемы машины сливается в бочки и хранится с открытой поверхностью рядом с постом проведения ТО и Р. При этом в нее попадают механические загрязнения и влага. После проведения ТО и Р рабочая жидкость заливается обратно в бак гидросистемы без применения фильтров или других очистителей. Стенды для промывки и заправки гидросистем машин не применяются. Дозаправка строительных машин ТСМ в полевых условиях также производится без применения фильтров. Таким образом, в процессе ТО, Р и эксплуатации в гидросистемы машин поступает большое количество механических загрязнений. Исследования, проведенные в ремонтной мастерской предприятия, показали, что гидроагрегаты, особенно аксиально-поршневые насосы, выходят из строя через $400 \div 600$ часов работы по причине повышенного износа деталей (в частности, цилиндров), задиров поверхности и падения объемного к.п.д. Фильтроэлементы выходят из строя по причине загрязненности через $150 \div 250$ часов работы, что в три раза меньше установленного срока. При этом своевременная замена фильтроэлементов не производится.

На предприятии ТОО УМС-2, эксплуатирующем грузоподъемную технику (в том числе гидравлические краны), имеется установка типа ПСМ 1-3000 для стационарной очистки рабочей жидкости от механических загрязнений и воды. Рабочая жидкость служит здесь $2 \div 3$ срока, подвергаясь промежуточной очистке на стенде, что позволяет восстанавливать ее свойства. Первоначальная заправка и дозаправка машин рабочей жидкостью осуществляется без применения каких-либо установок для заправки или фильтров. Контроль состояния рабочей жидкости в течение срока эксплуатации машины не проводится, поэтому периодичность очистки масла на стенде устанавливается произвольно. Обычно масло отправляют на очистку при его замене на свежее и при проведении ТО и Р. Опрос машинистов автокранов выявил тенденцию к преждевременному выходу из строя гидронасосов по причине повышенного износа и снижения объемного к.п.д. Также неудовлетворительной была признана работа фильтров, требующих замены в два – три раза чаще, чем предусмотрено заводом-изготовителем. Анализ пробы масла, взятой из гидросистемы автокрана, показал наличие в масле крупных частиц металла в виде чешуек размером $0,5 \div 3$ мм, что явно свидетельствует о повышенном износе агрегатов гидросистемы. Применение стенда для очистки рабочей жидкости, как видно, не дает положительного эффекта, а фильтры, установленные на машинах, плохо справляются с интенсивным поступлением загрязнений в гидросистему.

В АО «Гордорстрой» четкий технологический процесс смены рабочей жидкости в гидросистемах машин отсутствует. Заправка (дозаправка) гидросистем машин рабочей жидкостью производится без применения фильтров. Полная замена в гидросистемах машин отработавшей свой срок рабочей жидкости свежей не проводится, поэтому масло эксплуатируется без замены $3 \div 4$ срока ($10 \div 12$ тыс. часов) и более. Гидроагрегаты выходят из строя в $2 \div 3$ раза быстрее, чем предусмотрено заводом-изготовителем, по причине износа. Отмечено много случаев аварийного выхода из строя аксиально-поршневых насосов из-за задиров и царапин на поршнях и цилиндрах. Фильтроэлементы меняют только тогда, когда они отработают назначенный изготовителем ресурс, а не по мере утраты работоспособности по причине загрязненности. Срок службы фильтров при этом в $3 \div 4$ раза ниже предусмотренного заводом изготовителем.

На предприятии ТОО ДСУ-11 в качестве рабочей жидкости используют, кроме гидравлических масел ВМГ-15 и ВМГЗ, индустриальные масла и дизельное масло. Причем новое масло доливается в гидросистему без удаления старого, даже если доливается другой тип масла. Рабочая жидкость и гидросистема не проходят очистку ни при первоначальной заправке, ни при дозаправке, ни при ТО и Р. Срок службы жидкости в $2,5 \div 3$ раза больше предусмотренного. Гидронасосы СДМ перестают создавать номинальное давление через $300 \div 400$ часов работы, для увеличения давления в этот период в гидросистему заливают более густое дизельное масло, а через $500 \div 600$ часов гидронасосы окончательно выходят из строя. Замена фильтроэлементов производится не по достижении предельной загрязненности, а только через положенное количество часов работы.

На предприятии «Мостоотряд-104» сроки смены рабочей жидкости, установленные заводом-изготовителем, стараются выдерживать. Однако заправка гидросистем производится вручную и без дополнительных средств очистки (заправочных фильтров), а также без промывки гидросистемы перед заливкой свежей жидкости. Установлено, что фильтры гидросистем строительных машин выходят из строя по причине загрязненности, отработав лишь половину срока службы, что влечет дополнительные затраты из-за необходимо-

сти их частой замены. Срок службы гидроагрегатов машин здесь составляет $800 \div 1000$ часов. Аварийных выходов из строя из-за заклинивания и задира зафиксировано мало. Однако после заправки свежей рабочей жидкостью гидросистемы экскаватора Коматсу (Komatsu) производства Японии большинство его гидроагрегатов (насосы, гидромоторы, гидроцилиндры) вышло из строя после 250 часов работы по причине задира поршней и зеркал цилиндров. Причиной послужило то, что в гидросистеме был установлен фильтр с тонкостью фильтрации 10 мкм, который за короткий промежуток времени был забит загрязнениями и выключился из работы.

На предприятии «УМиАТ» ТОО ИУС рабочую жидкость в гидросистемах машин меняют, как только она выработает свой срок службы. При этом старую рабочую жидкость очищают методом отстаивания в емкостях для хранения и используют для доливки в гидросистемы машин. Специальных установок для очистки рабочей жидкости и заправки гидросистем на предприятии нет. Фильтрами при дозаправке не пользуются. Гидросистема перед заливкой свежей рабочей жидкости не промывается. Исследования показали, что срок службы гидроагрегатов составляет в среднем $1000 \div 1300$ часов. Основными причинами преждевременного выхода из строя гидроагрегатов являются повышенный износ плунжерных пар аксиально-поршневых и корпусов шестеренных насосов, задиры поверхностей трения, а гидроцилиндры выходят из строя в основном из-за повреждения уплотнений и течи масла. Фильтры требуют замены уже через $200 \div 250$ часов работы машины по причине загрязненности фильтроэлемента, что сопряжено с большими затратами.

Таким образом, процесс эксплуатации гидросистем строительных машин на предприятиях имеет следующие общие недостатки. При техническом обслуживании машин не проводятся промывка и очистка гидросистем, несвоевременно производятся смена фильтроэлементов и замена отработавшей свой срок рабочей жидкости, заправка гидросистем производится без использования заправочных фильтров.

С целью определения фактического содержания механических примесей в рабочей жидкости из гидросистем различных строительных машин (экскаваторов, бульдозеров, автогрейдеров и др.), эксплуатирующихся на тех же предприятиях, были взяты пробы жидкости, которые были исследованы на центробежном анализаторе ПЦ-1. Исследования проб показали, что загрязненность масла в среднем по предприятиям в $10 \div 30$ раз превышает допустимые нормы и находится в пределах от 0,05 до 0,15 % по весу. Кроме механических примесей, в пробах жидкости обнаружено большое содержание воды - 0,3 % по объему.

При рассмотрении механических загрязнений под микроскопом установлено, что в рабочей жидкости присутствуют частицы размером от 5 до 200 мкм, причем больше всего содержится частиц в виде песка и металла размером $10 \div 30$ мкм, наиболее опасных для пар трения. Велико также, особенно в гидросистемах с большим сроком службы рабочей жидкости, содержание мелких частиц размером $5 \div 10$ мкм и менее, что объясняется длительной работой масла без замены, а присутствие в рабочей жидкости частиц размером $30 \div 100$ мкм свидетельствует о невысокой эффективности работы очистителей, установленных на машинах. О малоэффективной работе очистителей свидетельствует еще и то, что в жидкости, отработавшей не более половины срока службы, также наблюдается повышенное содержание механических примесей - от 0,02 до 0,06 % по весу. Качественная оценка загрязнений показывает, что больше всего в примесях содержится частиц пы-

ли и металла. Это свидетельствует о повышенном абразивном износе пар трения гидроагрегатов вследствие попадания в зазоры частиц пыли. Таким образом, установлено, что агрегаты гидропривода строительных машин вынуждены работать на жидкости, загрязненной выше нормы.

Для поддержания чистоты рабочей жидкости необходимо производить очистку как самой жидкости в процессе эксплуатации, так и гидросистем при ТО и Р. Для этого существует много конструкций стационарных и передвижных стандов для обслуживания гидропривода, очистки рабочей жидкости и заправки гидросистем в стационарных и полевых условиях. Однако стоимость их достаточно высока и на их приобретение или изготовление у предприятий зачастую просто нет необходимых средств, поэтому, по мнению специалистов, эксплуатирующих строительные машины, большой практический интерес представляет использование для очистки рабочей жидкости в процессе эксплуатации сравнительно дешевого, простого и эффективного центробежного очистителя, который можно было бы установить в гидросистеме машины.

Для этого на кафедре СДиПТМ ВКГТУ был разработан, спроектирован и изготовлен трехступенчатый центробежный очиститель рабочей жидкости с реактивным приводом (центрифуга). Проведенные в лаборатории исследования показали, что разработанный центробежный очиститель является весьма эффективным и позволяет получать тонкость очистки 8 – 12 мкм, а коэффициент очистительной способности составляет 0,93 – 0,95. При этом концентрация частиц загрязнений составляет не более 0,003 % по весу, что соответствует 11 – 12 классу чистоты по ГОСТ 17216-71.

Экспериментальный образец центробежного очистителя было решено внедрить для производственных испытаний на предприятии ТОО ИУС «УМиАТ» в качестве очистителя рабочей жидкости станда для испытания гидрооборудования, изготовленного НПО ВПТИстройдормаш (серийный № 002). Стенд предназначен для приемо-сдаточных испытаний гидрооборудования строительных и дорожных машин (гидронасосов, гидромоторов, гидроцилиндров, гидрораспределителей и др.) и состоит из испытательной установки и гидростанции. Основные характеристики станда: емкость бака – 1500 л; число и производительность насосов – 2 аксиально-поршневых насоса с производительностью до 210 л/мин каждый; средства очистки рабочей жидкости – 2 фильтра с бумажными фильтроэлементами и тонкостью очистки 25 мкм; марка рабочей жидкости – гидравлическое масло МГ – 30 или ВМГЗ.

Основанием для внедрения послужили исследования загрязненности рабочей жидкости, эксплуатирующейся в стенде, сроков ее замены, а также сроков замены фильтроэлементов и продолжительности работы насосов станда. Исследования дали следующие результаты. Анализ проб рабочей жидкости, взятых из бака станда, показал, что концентрация частиц загрязнений в жидкости составляет 0,03 % по весу, что в 6 раз превышает нормы, устанавливаемые 13 классом чистоты по ГОСТ 17216-71. Инструкцией по эксплуатации станда устанавливается периодичность замены рабочей жидкости при фильтроэлементах с тонкостью очистки 25 мкм – через 500 часов, с тонкостью очистки 40 мкм – через 100 часов работы станда. Однако жидкость в стенде не меняется, и более того – стенд работает на отработанной жидкости, слитой из гидросистем строительных машин и не прошедшей очистку. Жидкость доливается в бак станда без применения фильтров, вопреки требованиям инструкции по эксплуатации. При требуемой инструкцией замене фильтроэлементов через 500 часов работы станда, их приходится заменять уже через 150

– 200 часов, так как они забиваются загрязнениями и их пропускная способность падает. Анализ работы аксиально-поршневых насосов показал, что они выходят из строя через 800 – 1000 часов работы (при гарантируемой наработке до отказа 1500 часов и ресурсе до капитального ремонта 5000 часов) из-за снижения объемного к.п.д., снижения производительности и давления, износа качающего узла. Поэтому было решено использовать для очистки рабочей жидкости стенда центробежный очиститель.

Центробежный очиститель рабочей жидкости был установлен на сливной магистрали стенда сверху на баке с рабочей жидкостью параллельно с фильтрами так, чтобы по необходимости можно было производить очистку рабочей жидкости либо в фильтрах, либо в центрифуге, либо в обоих очистителях одновременно. Сливная труба гидросистемы с помощью гибкого резинового шланга и тройника с двумя вентилями соединяется со штуцером очистителя и с фильтрами. Гидравлическая схема стенда с установленной на нем центрифугой показана на рис. 1. Стенд с установленной на нем центрифугой показан на рис. 2.

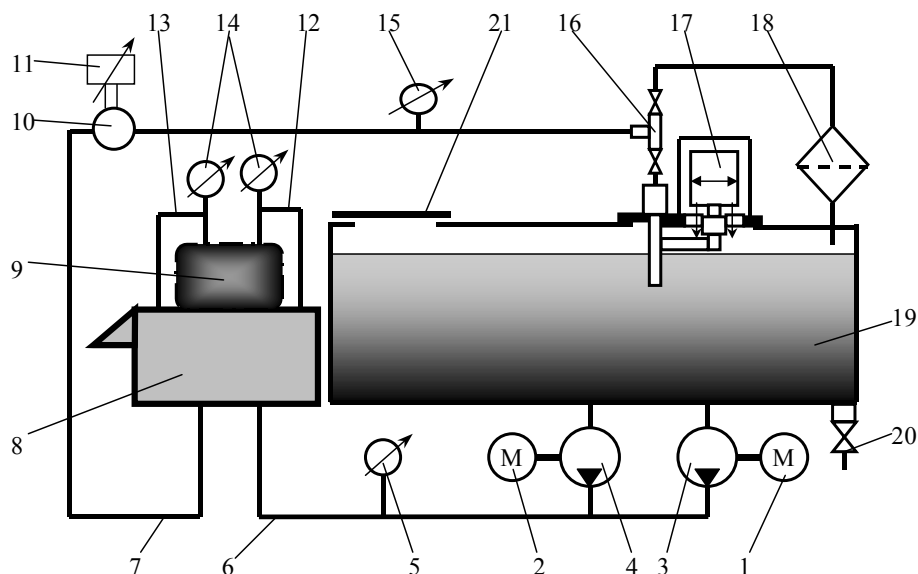


Рис. 1. Гидравлическая схема стенда для испытания гидрооборудования:

1, 2 – электродвигатель; 3, 4 – насос; 5, 14 – манометр с пределом измерений 0 – 40 МПа; 6 – нагнетательный трубопровод; 7 – сливной трубопровод; 8 – испытательный стол с пультом управления; 9 – испытываемое гидрооборудование; 10 – расходомер; 11 – показывающий прибор расходомера; 12 – гибкий нагнетательный (сливной) шланг испытательного стола; 13 – гибкий сливной (нагнетательный) шланг испытательного стола; 15 – манометр с пределом измерений 0 – 3 МПа; 16 – тройник с вентилями; 17 – центрифуга; 18 – блок фильтров; 19 – бак с рабочей жидкостью; 20 – сливной кран; 21 – люк для заливки рабочей жидкости

Стенд работает следующим образом. Испытываемое гидрооборудование (9) устанавливается на испытательный стол (8) и к нему подключаются гибкие нагнетательный (12) и сливной (13) шланги. Рабочая жидкость находится в баке (19). Из него она насосами (3 и 4) подается по нагнетательному трубопроводу (6) к испытательному столу (8), а затем по шлангу (12) к гидрооборудованию (9), после чего жидкость сливается по шлангу (13) и далее по сливному трубопроводу (7) попадает либо в центрифугу (17), либо в фильтры (18), где проходит очистку, после чего сливается обратно в бак (19).

Производственные испытания центробежного очистителя рабочей жидкости проводились на рабочей жидкости ВМГЗ при температуре 30 – 40 °С.

В первой серии экспериментов определялась способность центрифуги в производственных условиях восстанавливать чистоту рабочей жидкости, содержащей естественные загрязнения. Для этого были взяты пробы рабочей жидкости из бака стенда для испытания гидрооборудования до установки центрифуги на стенд и после ее установки и работы в процессе испытания аксиально-поршневого гидромотора при расходе жидкости в гидросистеме стенда от 100 до 250 л/мин. Первая проба была взята через 15 минут работы центрифуги, что соответствует двум проходам рабочей жидкости через очиститель, вторая проба – через 30 минут работы, что соответствует четырем проходам жидкости. Результаты анализа проб представлены в таблице, из которой видно, что за два прохода рабочей жидкости через очиститель загрязненность снизилась с 0,03 до 0,0066 % по весу, что соответствует 13 - 14 классу чистоты по ГОСТ 17216-71, а за следующие два прохода – до 0,0035 % по весу, что соответствует 12 – 13 классу чистоты. При этом, если до установки центрифуги в рабочей жидкости преобладали частицы размерами 10 – 30 мкм и наблюдались частицы крупностью до 500 мкм, то после 15 минут работы очистителя большинство частиц в жидкости имело размер 5 – 10 мкм, а после 30 минут работы в пробе жидкости частиц крупнее 40 мкм обнаружено не было.

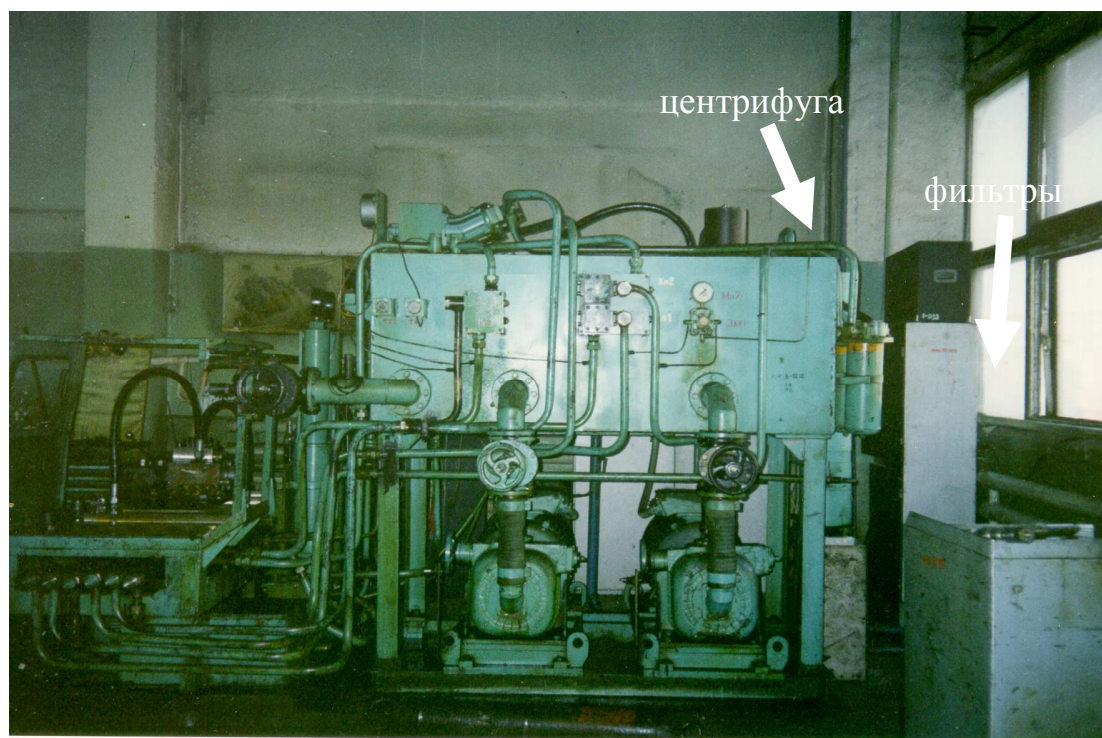


Рис. 2. Стенд для испытания гидрооборудования

Во второй серии экспериментов определялась способность центрифуги в производственных условиях поддерживать чистоту рабочей жидкости в течение длительного срока эксплуатации. Для этого брались пробы рабочей жидкости из бака стенда для испытаний

гидрооборудования через 50, 100, 150, 200 и 250 часов работы стенда. Результаты анализа проб также представлены в таблице. Из результатов анализа видно, что концентрация загрязнений в рабочей жидкости в течение всего времени работы поддерживалась на уровне требований, устанавливаемых 12 – 13 классом чистоты по ГОСТ 17216-71, т.е. в пределах 0,0032 – 0,005 % по весу. Подавляющее большинство частиц загрязнений имеют размер 5 – 10 мкм, хотя следует отметить, что с течением времени работы число частиц размером более 10 мкм увеличивается.

Результаты анализа проб рабочей жидкости стенда

Время отбора пробы рабочей жидкости	Марка рабочей жидкости	Количество загрязнений			Количество частиц, в % к их общему числу				
		в условных ед.*	в % по объему	в % по весу	5-10 мкм	10-20 мкм	20-30 мкм	30-50 мкм	>50 мкм
До установки центрифуги	ВМГЗ	6	0,017	0,03	32	27	26	10	5
После установки центрифуги:	ВМГЗ								
через 15 минут работы		1,32	0,0038	0,0066	71	15	8	4	2
через 30 минут работы		0,7	0,002	0,0035	86	10	3	1	-
через 50 часов работы		0,76	0,0022	0,0038	81	12	3	3	1
через 100 часов работы		0,86	0,0025	0,0043	78	13	5	3	1
через 150 часов работы		0,8	0,0023	0,004	75	11	7	4	3
через 200 часов работы		0,92	0,0027	0,0046	68	18	7	5	2
через 250 часов работы		0,9	0,0026	0,0045	70	20	4	3	3

Эксперименты в производственных условиях подтвердили результаты лабораторных испытаний и показали, что центрифуга способна эффективно восстанавливать чистоту рабочей жидкости до нормы и затем поддерживать ее на высоком уровне в течение работы.

Таким образом, разработанный очиститель обладает высокой эффективностью. На основании результатов испытаний было принято решение об изготовлении двух центрифуг данной конструкции и установке их в гидросистемах экскаваторов ЭО - 4121 и ЭО - 3322Б.

Список литературы

1. Никитин Г.А., Чирков С.В., Бойко В.Т. Влияние загрязненности рабочей жидкости на надежность работы гидроагрегатов // Вопросы надежности гидросистем. Киев, 1964. - Вып. 3. - С. 23 - 29.
2. Большаков Г.Ф. Восстановление и контроль качества нефтепродуктов. - Л.: Недра, 1982. - 2-е изд. - 350 с.
3. Сумин П.И. Оптимизация параметров устройств для очистки рабочей жидкости строительных машин: Автореф. канд. дис. - Л., 1980. - 24 с.
4. Кандыба С.В. Влияние свойств рабочей жидкости на износ агрегатов гидравлической системы экскаваторов // Механизация строительства. - 1964. - №7. - С.7-9.
5. Маринсон М.А. Централизованная очистка рабочей жидкости гидропривода и масел // На

- стройки России. – 1987. – №1. – С.60–61.
6. Волюжский С.Б., Войткевич В.Б. Обеспечение чистоты гидросистем машин в условиях эксплуатационной базы // Механизация строительства. – 1985. – №1. – С.17–19.
7. Гордиенко В.В. Использование центрифуг для очистки рабочей жидкости // Строительные и дорожные машины. – 1992. – №2. – С.15–18.
8. Седлуха Г.А., Шарифов А.Р., Будагов Ф.К. Силовые центробежные очистители рабочей жидкости гидроприводов строительных машин // Строительные и дорожные машины. – 1976. – №12. С.18–21.
9. Шарифов А.Р., Мехралиев А.Т. Устройства для очистки рабочей жидкости гидросистемы // Строительные и дорожные машины. – 1986. – №1. – С.25.

Получено 14.02.05

УДК 624.138.22:666.97.033.16

М.В. Дудкин, М.А. Сакимов

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

П.С. Кузнецов

СибАДИ, г. Омск

ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ АСИММЕТРИЧНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ ДОРОЖНЫХ МАШИН

Одним из основных направлений интенсификации процессов уплотнения грунтов и дорожно-строительных материалов является использование вибрационной техники. Многообразие моделей уплотняющей техники, вместе с накопленным опытом строительства, позволяет выявить определенные закономерности и новые тенденции в развитии конструкций уплотняющей техники, методах и средствах уплотнения грунтов. Наибольшее распространение при уплотнении оснований и покрытий автомобильных дорог получили виброкатки, так как они имеют максимальную производительность в сравнении с другими грунтоуплотняющими машинами [1]. Устройства, возбуждающие в них механические колебания (вибрацию), называются вибровозбудители – это основные рабочие механизмы вибраторов, вибрационных плит, виброкатков, вибропогружателей свай и многих других машин и устройств. Вибровозбудитель, с точки зрения процесса уплотнения, является центральным элементом системы, воздействующим на все остальные подсистемы. Главные параметры вибровозбудителя – суммарная вынуждающая сила, частота и характер колебаний – прямо зависят от внутренней структуры вибровозбудителя, даже отдельные изменения составляющих которой могут на порядок изменить их значения [2]. Повышение эффективности этих машин – важная задача ускорения научно-технического прогресса.

Из целого ряда вибровозбудителей, применяемых на строительных и дорожных машинах, рассмотрим асимметричные планетарные вибровозбудители (АПВ), в которых переменная угловая скорость инерционного бегунка относительно центра кривизны беговой дорожки обеспечивается эксцентриситетом оси вращения водила относительно этого центра кривизны или некруглой формой беговой дорожки. Бегунок, при этом, совершает сложное плоскопараллельное движение. Абсолютное движение бегунка можно разложить на переносное движение вместе с его центром масс и на относительное движение по отношению к этому центру масс. Переносное движение в данном случае – поступательное, а относительное движение – это вращение вокруг оси, проходящей через центр масс бегунка перпендикулярно к плоскости

движения. В процессе вращения на бегунок действуют центробежная сила, направленная вдоль переменного радиуса R движения бегунка, кориолисова сила, перпендикулярная этому радиусу, и сила сопротивления перемещению, касательная к окружности беговой дорожки. Геометрическая сумма нормальных и касательных реакций всех сил на беговую дорожку обеспечивает вынуждающую силу вибровозбудителя [2]. Параметры и режимы асимметричных планетарных вибровозбудителей невозможно подобрать без комплексного учета их конструктивных особенностей, которые можно классифицировать по нескольким характерным уровням.

По конструктивному исполнению различают однобегунковые и многобегунковые АПВ.

По конструктивному исполнению инерционного бегунка АПВ делятся на вибровозбудители с уравновешенным бегунком (рис. 1, а); с неуравновешенным бегунком (рис. 1, б); с некруглым, многогранным бегунком (рис. 1, в); с бегунком со смещенной осью вращения (рис. 1, г). Инерционный бегунок – элемент, движение которого определяется его массой или (и) моментом инерции. Уравновешенный бегунок представляет собой ролик, обкатывающийся по беговой дорожке и передающий на неё центробежную вынуждающую силу. Если на бегунок закрепить дополнительную неуравновешенную массу или, наоборот, сделать отверстие в одной из вращающихся частей бегунка, то вращение бегунка вокруг своей оси создаст дополнительную центробежную силу инерции, вызывающую вторые круговые колебания с собственной частотой. Дополнительную частоту колебаний создаст и бегунок в виде правильных, многоугольных призм. Каждая грань бегунка при перекачивании (вращении) то отдаляет, то приближает центр масс бегунка к оси вращения водила, изменяя значение вынуждающей силы и частоту колебаний. Такой же эффект происходит при вращении бегунка со смещенной собственной осью. Смещение оси накладывает дополнительное возвратно-поступательное движение бегунка вдоль оси водила, что изменяет характер и частоту колебаний.

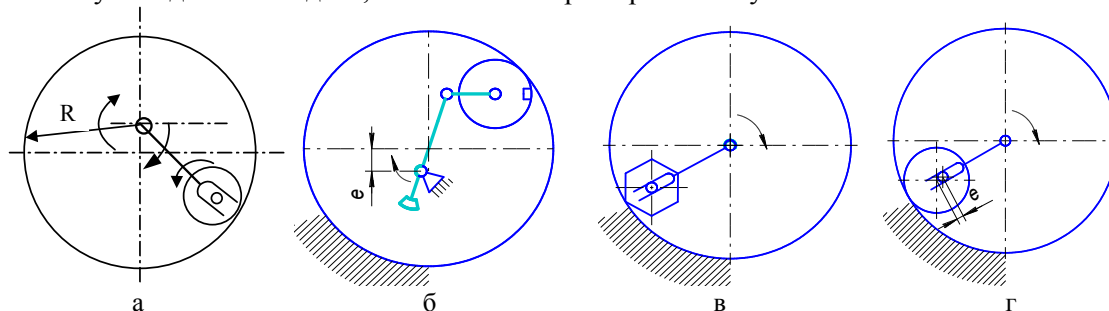


Рис. 1. Асимметричные планетарные вибровозбудители с различным конструктивным исполнением инерционного бегунка

По типу водила АПВ делятся на поводковые (рис. 1,а, 1,в, 1,г), шарнирно-рычажные (рис. 1,б), фрикционные и на АПВ без водила. Поводок является самым простым водилом для планетарных вибровозбудителей. Но в случае АПВ, при эксцентриситете оси водила, превышающем радиус бегунка, для работы бегунка потребуется разрезная беговая дорожка, так как радиус вращения поводкового водила не будет совпадать с радиусом кривизны беговой дорожки, и поводок будет выступать за пределы беговой дорожки со стороны эксцентриситета.

К поводковым можно отнести планетарные вибровозбудители, у которых бегунок обкатывается по беговой дорожке полости корпуса под действием подаваемого в танген-

циальном направлении воздуха. В случае применения дебалансных бегунков (рис. 1, б) возникают две центробежные силы различной частоты. Одна вынуждающая сила возникает вследствие вращения центра масс бегунка относительно оси вращения, а вторая – из-за вращения ролика относительно своей оси. Движение бегунка в этом случае можно представить состоящим из поступательного вместе с центром бегунка и вращательного относительно этого центра [1]. Эти же АПВ можно отнести к бесповодковым, так как поводок, как таковой, отсутствует.

Шарнирно-рычажные водила не требуют разрезной беговой дорожки, удобны в работе, но содержат дополнительное звено (колено), положение которого внутри АПВ изменяет направление действия вынуждающей силы, так как шарнир то складывается, то раскладывается при асимметричной обкатке беговой дорожки. Дополнительное колено немного усложняет конструкцию и снижает её работоспособность, но исключает силы трения скольжения оси бегунка по вилке поводка, что улучшает динамические показатели АПВ в целом. Если в АПВ обкатка бегунка по беговой дорожке поддерживается силой сухого трения, то водило называют фрикционным, как и сам АПВ. Недостатком такого водила является проскальзывание его по поверхности бегунка, а бегунка по беговой дорожке, когда силы сопротивления качению превышают силы сцепления бегунка, что приводит к существенному повышению энергозатрат. АПВ без водила являются планетарные вибраторы со встроенным пневмодвигателем обращенного типа. Сжатый воздух, поступающий от компрессора во внутреннюю полость АПВ, вращая бегунок-ротор, вращает закрепленный на роторе неуравновешенный груз, который создает вынуждающую силу. Недостатком такого привода-водила является потребность в сжатом воздухе и возможность применения АПВ с таким водилом-приводом только для уплотнения беспыльных строительно-дорожных материалов.

По форме беговой дорожки различают АПВ с круглой (рис. 1 и 2, а), эллиптической (рис. 2, б), овальной (рис. 2, в) дорожкой или дорожкой, форма которой описывается кривыми высшего порядка.

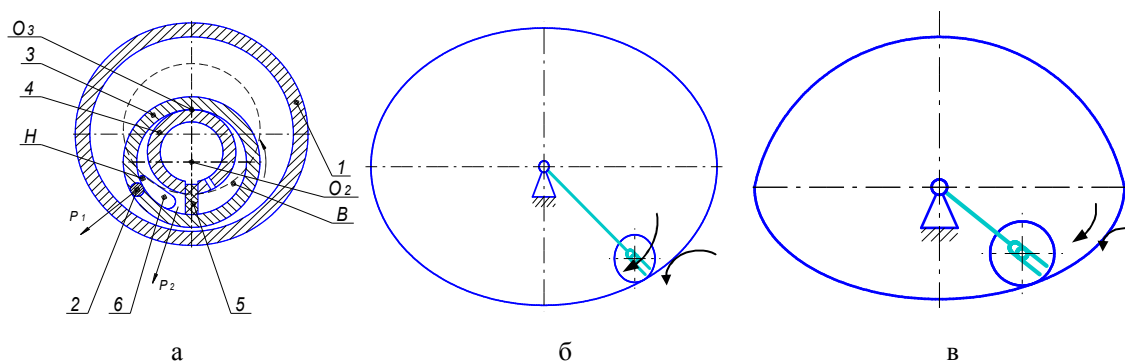


Рис. 2. Асимметричные планетарные вибровозбудители с различной формой беговой дорожки

По конструктивному исполнению беговой дорожки АПВ бывают с цельной и разрезной кольцевой беговой дорожкой. Беговую дорожку разрезают, чтобы в разрезе расположить привод водила или поводковое водило. И цельная и разрезная беговая дорожка может быть выполнена с зубчатым зацеплением.

У АПВ инерционный элемент (бегунок) обкатывается по беговой дорожке корпуса, совершая два движения: обкатку и собственное вращение, которые связаны определенным

передаточным отношением. Одно из этих движений обеспечивается каким-либо приводом. Эффективность вибрационной машины может быть основана не только на регулировании частоты и амплитуды вынуждающей силы, но и на регулировании упругих, инерционных и диссипативных параметров машины, на точности или остроте настройки, может зависеть от **типа привода**. Привод АПВ осуществляется практически любым способом. Наибольшее распространение получили электрический, пневматический, гидравлический и комбинированный приводы, реже механический. Независимо от типа привода преобладают такие конструктивные решения вибровозбудителей, в которых вал вибровозбудителя связан с приводным двигателем посредством трансмиссии (цепная, зубчатая или клиноременная передачи, гибкие валы). Для привода большинства АПВ применяются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутыми роторами. Применяют различные способы плавного регулирования частоты вращения таких электродвигателей, в том числе с изменением напряжения, подаваемого на обмотку статора, изменением тока в катушках дросселей насыщения, несимметрично подключенных к обмоткам статора, изменением частоты питающего тока, применением каскадных схем включения и импульсного регулирования а также применением компьютерных управляющих и регулирующих систем. От выбора способа регулирования может существенно зависеть эффективность работы АПВ и вибрационной машины в целом. Прогрессивными являются планетарные бесповодковые вибровозбудители со встроенным пневмодвигателем обращенного типа. Такой вибровозбудитель (рис. 2,а) состоит из корпуса 1, ротора (бегунка) 3, статора (опоры) 4, текстолитовой лопатки 5 и резинового шланга с пусковым краном. Сжатый воздух, поступающий от компрессора во внутреннюю полость статора, через его радиальные отверстия попадает в пространство между статором и ротором. Это пространство лопаткой 5 делится на полости высокого В и низкого Н давления. Последняя отверстиями 6 в крышках корпуса постоянно соединена с атмосферой. В результате избыточного давления ротор вращается против часовой стрелки, имея мгновенный центр вращения O_3 на поверхности статора. Закрепленный на роторе неуравновешенный груз 2 относительно оси ротора O_2 создает возмущающую силу P_1 , а центр тяжести ротора, вращаясь относительно мгновенного центра вращения O_3 , вызывает силу P_2 . Кроме электрических и пневматических двигателей для привода АПВ разработаны и продолжают разрабатываться весьма перспективные гидродвигатели.

Корпус АПВ, который чаще всего является и внешней стороной беговой дорожки, обкатываемой изнутри бегунком, различается **по типу жесткости**. Чаще всего беговая дорожка выполняется жесткой, недеформируемой. Но в АПВ с некруглой формой беговой дорожки, её эллиптический, овальный или другой вид достигается как изготовлением жесткой беговой дорожки, так и постоянной упругой деформацией внешними статическими силами. Изменение формы беговой дорожки изменяет закон движения инерционного бегунка, значение и направление вынуждающей силы АПВ. Форма упругой беговой дорожки поддерживается силами упругости самой беговой дорожки. Беговая дорожка АПВ может быть выполнена и из гибкого материала, но тогда для поддержания формы беговой дорожки применяют натяжное устройство.

По направлению вращения водила АПВ делятся на три равноценные группы. При вращении водила в одну сторону закон изменения вынуждающей силы практически постоянен, как и её направление действия. При изменении направления вращения водила меняются все динамические характеристики АПВ: направленное действие вынуждающей

силы, зоны проскальзывания инерционного бегунка, его закон движения. Маятниковое вращение водила по характеру изменения вынуждающей силы сродни вращению водила АПВ в одну сторону, за исключением точек максимального приложения вынуждающей силы.

Кроме направления вращения водила большое влияние на значение вынуждающей силы и её направление оказывает **место расположения оси вращения водила** (рис. 2 и 3). Если в АПВ с круглой беговой дорожкой смещение оси водила на эксцентриситет «е» в любую точку корпуса вибровозбудителя (рис. 1,б) не оказывает большого влияния на расчет кинематических параметров, от которых зависит величина вынуждающей силы, то в АПВ с некруглой беговой дорожкой всего несколько геометрически определенных точек, в которых можно рассчитать кинематические параметры АПВ, влияющие на динамику вибровозбудителя. Это центр кривизны беговой дорожки и фокусы эллипса. Все остальные точки расположения оси водила требуют значительных вычислений кинематических параметров и очень трудоемки. Чаще смещение оси водила производится в направлении оси симметрии некруглой беговой дорожки.

По виду обкатки беговой дорожки АПВ различают две принципиальные схемы их устройства: с внутренней (рис. 4а, 4б) и наружной (рис. 4в, 4г, 4д) обкаткой. Бегунок 5 с неуравновешенной массой 2 – спутник планетарного фрикционного механизма, обкатывается по внутренней поверхности корпуса 6 или по внешней поверхности выступа 7.

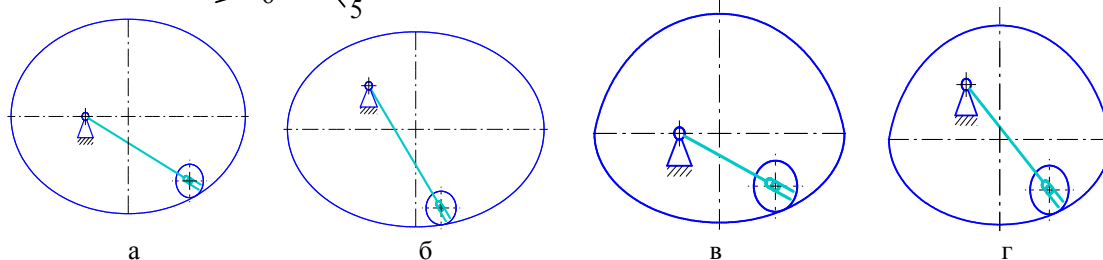


Рис. 3. Асимметричные планетарные вибровозбудители с различным расположением оси водила

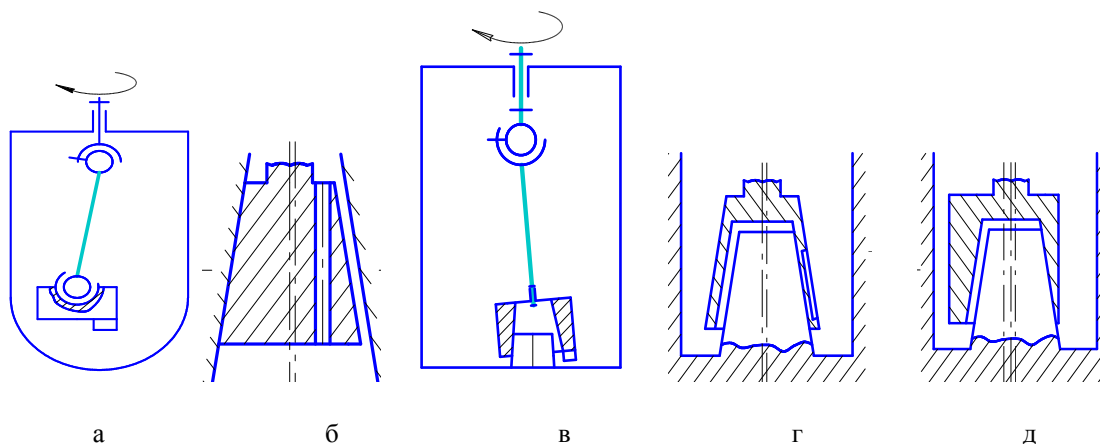


Рис. 4. Асимметричные планетарные вибровозбудители с наружной и внутренней обкаткой беговой дорожки

Собственное вращение бегунку сообщает двигатель. Бегунок подвешен к валу двигателя 1 посредством поводка 4 с шаровыми шарнирами [3]. Прижимается бегунок к ука-

занной поверхности благодаря силам инерции. Так как ось бегунка перемещается вокруг оси вала 1, а кроме того, бегунок вращается вокруг своей оси, то получаются двухчастотные колебания. Частота перемещения оси бегунка равна частоте вращения двигателя, а частота вращения бегунка равна частоте вращения сателлита в планетарной передаче.

Сложные двухчастотные колебания в АПВ получаются благодаря применению в конструкции неуравновешенных относительно своей геометрической оси бегунков. Разбалансировка бегунков производится либо путем присоединения к ним дополнительных неуравновешенных масс (рис. 4а, 4в), либо при помощи односторонних срезов (рис. 4 г), либо в результате высверливания в теле бегунка эксцентрических отверстий (рис. 4 б), либо посредством эксцентрического смещения поверхности обкатки бегунка относительно его продольной оси (рис. 4 д). Очевидно, что дополнительная неуравновешенная масса или односторонний срез легко могут быть расположены так, что их центр масс будет находиться на направлении равнодействующей центробежных сил бегунка, вследствие чего сложные колебания будут возникать в едином центре.

Характерным недостатком симметричных и асимметричных ПВ является проскальзывание инерционного бегунка по поверхности беговой дорожки под действием инерционных сил в переносном движении корпуса вибровозбудителя, параметры которого определяются значением вынуждающей силы и массой вибровозбудителя, а также физико-механическими характеристиками деформируемой им среды [4]. Проскальзывание бегунка при нарушении оптимального варианта его качения по беговой дорожке приводит к резкому (примерно в десять раз) увеличению момента сопротивления вращению вала и энергоемкости привода вибровозбудителя, а при ограниченной мощности приводного двигателя – к ограничению частоты или срыву колебаний.

В наиболее неблагоприятных условиях возможен также отрыв инерционного бегунка от поверхности беговой дорожки. При этом наблюдается интенсивный нагрев и абразивный износ поверхности инерционного бегунка и беговой дорожки. Для предотвращения проскальзывания инерционного бегунка в АПВ применяются устройства противоскольжения. В результате исследований и опытно-конструкторских разработок разработан ряд конструкций устройств противоскольжения, предупреждающих проскальзывание инерционного бегунка – это маятниковые, зубчатые, электромагнитные, механические, фрикционные и другие устройства противоскольжения. Наиболее эффективной представляется конструкция устройства противоскольжения маятникового типа, шарнирно соединённого маятником с осью инерционного бегунка, груз которого имеет возможность свободного отклонения относительно радиального расположения [5]. Существенный дополнительный эффект, обеспечиваемый устройствами противоскольжения, заключается в принудительном прижатии бегунка к поверхности беговой дорожки и снижении потерь энергии, связанных с проскальзыванием бегунка. В большинстве же известных конструкций асимметричных планетарных вибровозбудителей отсутствуют устройства, предупреждающие проскальзывание инерционных бегунков.

По типу колебаний АПВ разделяются на одночастотные и поличастотные. Пример возбуждения поличастотных колебаний представлен на рис. 1, б, где беговая дорожка обкатывается дебалансным бегунком.

По типу реализации вынуждающей силы АПВ могут быть ненаправленного и направленного действия. В последнем случае вибровозбудитель состоит из двух вращающихся в разные стороны с одинаковой угловой скоростью бегунков, расположенных таким образом,

что в каждый момент времени горизонтальные составляющие центробежных сил уравновешены, а вертикальные составляющие – суммируются. В другом случае направленность вынуждающей силы АПВ обеспечивается положением или (и) направлением смещения оси водила вибровозбудителя. Направление действия вынуждающей силы АПВ совпадает с направлением эксцентриситета оси водила [2]. Маятниковое действие вынуждающей силы АПВ обеспечивается подвеской вибровозбудителя на шарнире, подобно маятнику [6]. При расположении оси шарнира в так называемом центре качаний, большой податливости упругой втулки в шарнире, малом угле качаний маятника и в центрированной системе шарнир воспринимает только прямолинейно направленную синусоидально колеблющуюся силу, действующую по прямой, соединяющей ось шарнира со средним положением оси вращения инерционного бегунка. Эта сила равна проекции круговой силы, развиваемой инерционным бегунком, на указанную прямую. Наклон маятника устанавливается фиксирующим устройством. При переходе вертикальной оси в наклонное положение изменяется направление суммарной вынуждающей силы, а за счет горизонтальной составляющей может происходить перемещение вибровозбудителя. Те вибровозбудители, корпуса которых могут наклоняться для получения поступательного движения, называются маятниковыми.

Силовая и энергетическая нагруженность вибровозбудителя зависят не только от его параметров, но и в большей мере от специфики вибромашины, а также от характера вибрационного технологического процесса и взаимодействия объекта обработки с рабочим органом [7]. Поэтому для обоснования направлений создания и совершенствования асимметричных планетарных вибровозбудителей, для рационального установления их параметров, для изучения возможностей применения устройств противоскольжения инерционных бегунков необходимо проведение целенаправленных теоретических и экспериментальных исследований вопросов динамики вибрационных машин и вибрационных технологических процессов.

Общая классификация вибровозбудителей приведена на рис. 5.

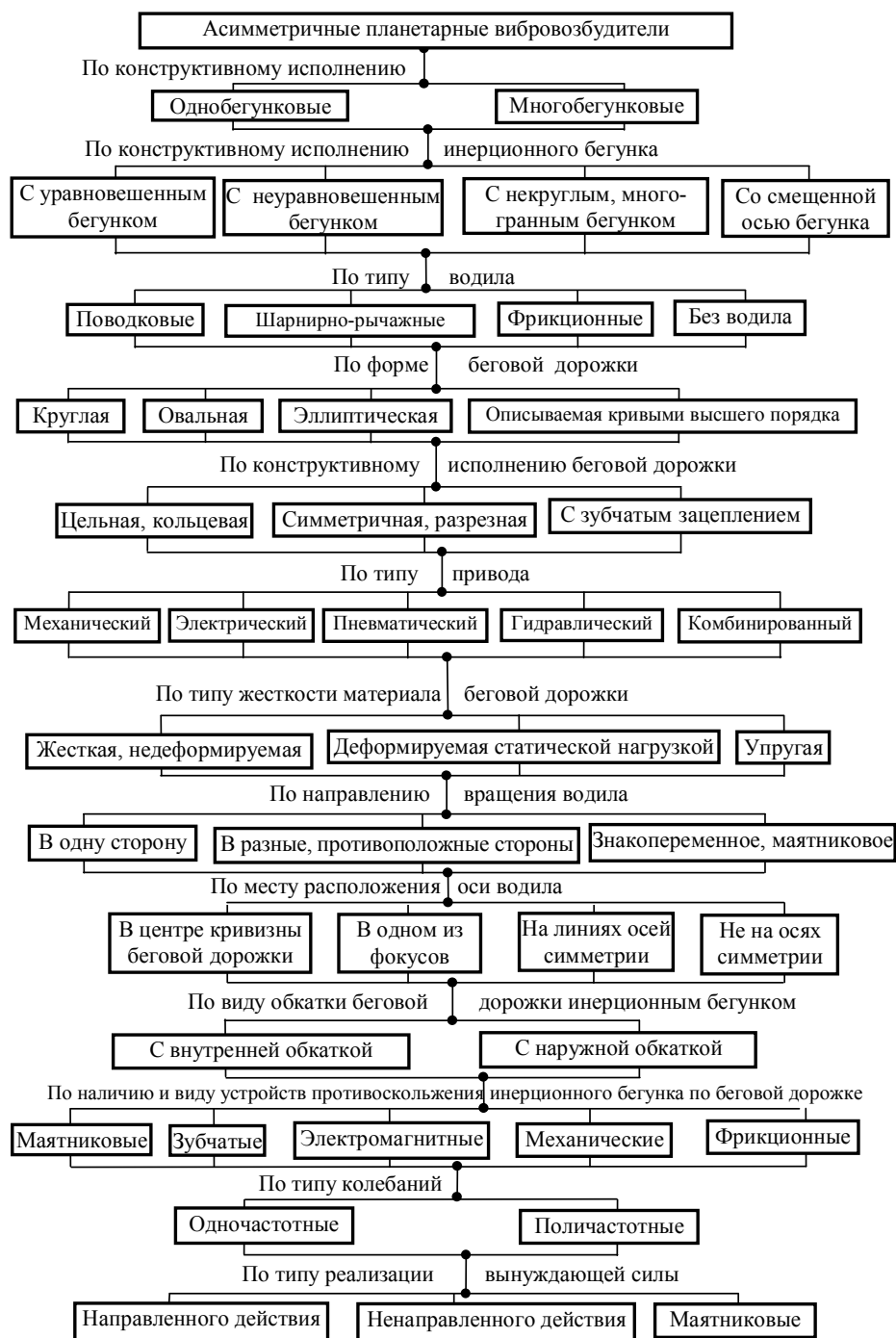


Рис. 5. Классификация асимметричных планетарных вибровозбудителей

Разработанная классификация позволяет прогнозировать возникновение новых направлений уплотнения дорожных материалов и, как следствие, создание новых, высокоэффективных конструкций средств уплотнений.

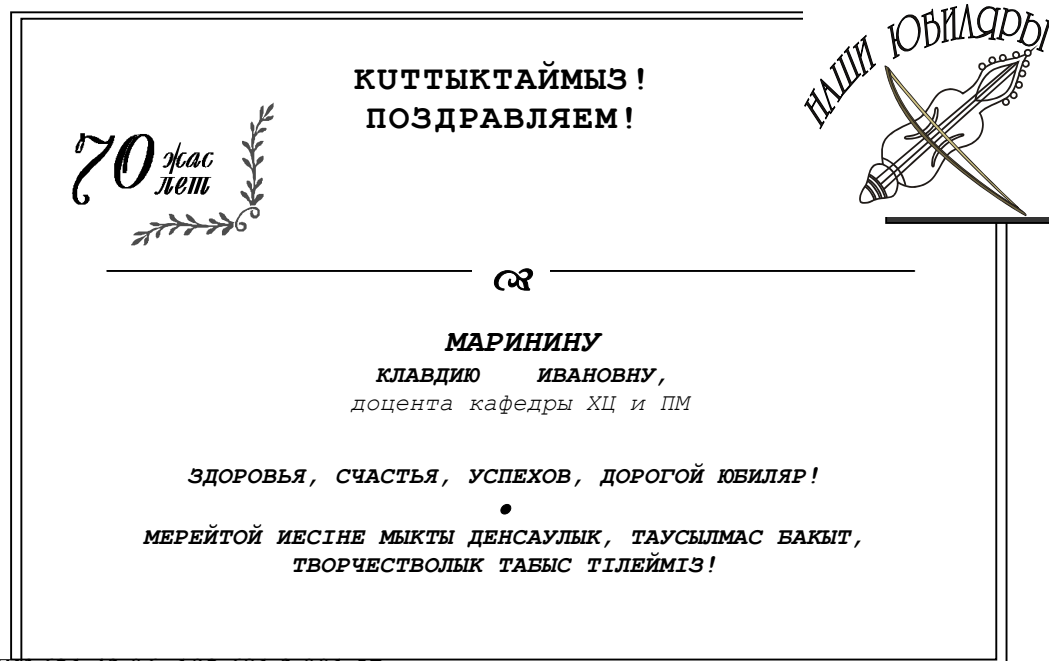
Необходимо проведение дальнейших исследований условий работы АПВ в составе ре-

зонансных, ударно-вибрационных и супергармонических приводов и согласованной работы нескольких вибровозбудителей на одном рабочем органе, определить основные тенденции их развития, обусловленные стремлением к повышению эффективности существующих конструктивных решений при минимально возможных стоимостных и энергетических затратах. По результатам этих работ следует разработать специализированные вибровозбудители для уплотнения дорожно-строительных материалов.

Список литературы

1. Строительство автомобильных дорог / Под ред. В.К. Некрасова. – М.: Транспорт, 1980. – Т. 1. – 416 с.
2. Ермилов А.Б. Анализ рабочего процесса асимметричного планетарного вибровозбудителя, оборудованного поводковым водилом // Повышение эффективности рабочих органов и агрегатов дорожно-строительных машин: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1984. – С. 76–85.
3. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1981. – С. 36.
4. Бренев Г.Е., Гольдштейн Б.Г., Петрунькин Л.П. О предотвращении проскальзывания бегунка в двухчастотных планетарных вибраторах // Механизированный инструмент и отделочные машины / НИИинформстройдоркоммунмаш. – М. – 1966. № 2, – С. 7–11.
5. А.с. СССР № 1717261. Планетарный вибровозбудитель / А.Б. Ермилов, М.В. Дудкин. – Опубл. Б.И. № 9, 1992.
6. Быховский И.Н., Гольдштейн Б.Г. Современные центробежные вибровозбудители. – М.: ЦНИИТЭстроймаш. – 1985. – 54с.
7. Дудкин М.В. Тенденции развития конструкций асимметричных планетарных вибровозбудителей дорожных машин. // Исследование рабочих органов – манипуляторов дорожных машин: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1989. – С. 79–87.

Получено 10.01.05



УДК 621.43.06-192.681.3.001.57

А. А. Егоров, А. А. Давыдов

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

С. А. Егоров

Казинметр, г. Усть-Каменогорск

МЕХАНИЗМ И РЕЗУЛЬТАТЫ КИСЛОРОДНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ В СОСТАВЕ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Основным способом регулирования необходимой мощности, в процессе эксплуатации двигателей с внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры высокого напряжения, является изменение положения дроссельной заслонки и количества поступающей свежей смеси. Ограничение количества свежей смеси, поступающей в объем цилиндра при работе двигателя на режимах низких нагрузок и холостого хода, приводит к образованию рабочей смеси с пониженным давлением и высокой концентрацией остаточных газов в ее составе.

Пониженное давление, повышенная концентрация остаточных газов, низкая реакционная способность смеси и более низкие значения температуры при завершении процесса сжатия создают неблагоприятные условия для развития начального очага горения и распространения пламени. Низкая скорость химического окисления приводит к переносу процессов сгорания и тепловыделения на такт расширения, с дополнительными тепловыми потерями.

В качестве мероприятий для активизации процесса сгорания на режимах низких нагрузок и холостого хода в общей практике используется повышение концентрации одного из реагирующих компонентов путем введения дополнительных устройств, обеспечивающих обогащение рабочей смеси топливом.

Одним из недостатков такого решения является существенное снижение показателей топливной экономичности и повышение концентрации окиси углерода и углеводородных соединений в составе отработавших газов.

Основная задача выполненных нами исследований – произвести оценку степени влияния повышенной концентрации остаточных газов в составе смеси, установить допустимые пределы их присутствия с учетом режима работы двигателя и определить другие варианты мероприятий, обеспечивающих активизацию процесса сгорания при низких нагрузках и режиме холостого хода.

Исследования проводились с использованием математической модели описывающей характер протекания процесса распространения пламени и тепловыделения при сгорании углеводородных воздушных смесей в условиях камеры сгорания двигателей с количественным регулированием мощности, внешним смесеобразованием и воспламенением от электрической искры [1].

Изменение содержания остаточных газов и температуры смеси относится к физико-химическим параметрам ее состояния. Таким образом, для предварительной оценки влияния выделенных факторов, определения реакционной способности и предельно допустимых концентраций остаточных газов в составе рабочей смеси, достаточно ограничиться изучением изменения нормальной скорости распространения пламени при соответствующих условиях.

В основе положений, отражающих механизм и характер протекания химических реакций окисления, принято, что окисление углеводородных соединений, входящих в состав топлива для двигателей с внешним смесеобразованием, носит автокаталитический характер. Зарождение, развитие и расширение зоны горения происходит на основе цепных реакций с вырожденными разветвлениями и наложением процесса теплового саморазгона реак-

ции.

Основным фактором, определяющим скорость и механизм химических реакций окисления, является температурное состояние газовой смеси, состав и концентрация компонентов реакции. Множество других факторов каталитического или ингибирующего характера только способствуют повышению или сдерживанию скорости окислительного процесса [2].

В основе уравнения для определения скорости химической реакции было принято уравнение, предложенное Г. И. Козловым, для определения скорости высокотемпературного окисления метана:

$$w_{x.p.}^{CH_4} = k \cdot \frac{[CH_4]^m \cdot [O_2]^n}{T_z} e^{-\frac{E}{\mu RT_z}},$$

где m – порядок реакции по метану;

n – порядок реакции по кислороду;

T_r – температура реакции горения.

Исследования на реальном двигателе с использованием метана показали, что протекание рабочего процесса близко соответствует характеру протекания процесса сгорания с использованием бензина [3]. Это можно считать основанием для использования их общих зависимостей при определении скорости окисления бензовоздушных смесей и моделировании влияния физико-химических факторов на протекание процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием.

Исходя из соотношений, принятых в теории двигателей, молекулярный состав и количество рабочей смеси можно выразить как

$$M_{см} = \left(\frac{1}{\mu_T} + \alpha \cdot L_0 \right) \cdot (1 + \gamma_r),$$

где L_0 – количество воздуха, необходимого для полного сжигания одного кг топлива;

μ_T – молекулярный вес топлива;

γ_r – коэффициент остаточных газов.

Тогда концентрация топлива в смеси составит

$$[CH] = \frac{1}{\mu_T \cdot \left(\frac{1}{\mu_T} + \alpha \cdot L_0 \right) \cdot (1 + \gamma_r)};$$

концентрация кислорода

$$[O_2] = \frac{0.21 \cdot \alpha \cdot L_0}{\left(\frac{1}{\mu_T} + \alpha \cdot L_0 \right) \cdot (1 + \gamma_r)}.$$

С учетом выражений, отражающих концентрацию реагирующих компонентов и температурную зависимость, уравнение для скорости химической реакции принимает вид:

$$W_{x.p.} = \frac{4,2 \cdot 10^{11} (0,21 \cdot \alpha \cdot L_0)^{n_0} \cdot T_z^{-0,5}}{\mu_T^{n_{CH}} \cdot \left(\frac{1}{\mu_T} + \alpha \cdot L_0 \right)^{n_\Sigma} \cdot (1 + \gamma_r)^{n_\Sigma}} \cdot e^{-\frac{E}{RT_z}}.$$

Изменение нормальной скорости сгорания как параметра, отражающего физико-химичес-

кие качества состава смеси, в том числе и при изменении степени разбавления рабочей смеси остаточными газами, определялись с использованием зависимости, предложенной Б. Я. Зельдовичем и Д. А. Франк-Каменецким, на основе тепловой теории распространения пламени

$$U_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \lambda_{max} \cdot c_p^2}{\rho_0 \cdot Hu_{cm}} \cdot \left(\frac{T_{cm}}{T_z}\right)^2 \cdot \left(\frac{\mu R \cdot T_z^2}{E}\right)^3 \cdot (k \cdot a_0) \cdot e^{-\frac{E}{\mu R T_z}}}$$

После несложных преобразований, включающих расшифровку отдельных параметров и использования зависимостей их отражающих, выражение для определения нормальной скорости сгорания принимает следующий вид:

$$U_H = \sqrt{\frac{0.112 \cdot 10^{-8} \cdot c_p^2 \cdot (1 + \gamma_r)^3}{(Hu - \Delta Hu_{хим} - \Delta Hu_{дис})^3 \cdot (T_z + 118)} \cdot \frac{R_{cm} \cdot T_{cm}}{P_{cm} \sqrt{T_z}} \cdot \left(\frac{\mu R \cdot T_z^2}{E}\right)^3 \cdot W_{x.p.}}$$

Значения параметров принимались с учетом состояния рабочей смеси в условиях, характерных для двигателей с количественным регулированием мощности и использованием бензовоздушных смесей.

Результаты расчетного анализа показали снижение нормальной скорости выгорания при повышении степени разбавления рабочей смеси остаточными газами при малых нагрузках и работе двигателя на режиме холостого хода.

Основными причинами можно назвать существенное снижение максимальной температуры сгорания и понижение объемной концентрации реагирующих компонентов.

При исходной температуре смеси $T_{cm}=523$ К и отсутствии содержания остаточных газов, $\gamma_r=0$, температура горения, по расчетным данным, составляет 2770 К.

При разбавлении смеси остаточными газами до 30 %, $\gamma_r=0,3$, что имеет место при работе двигателя на режиме холостого хода, температура горения составляет 2340 К.

Расширенная информация по результатам выполненных расчетов представлена на рис. 1-4.

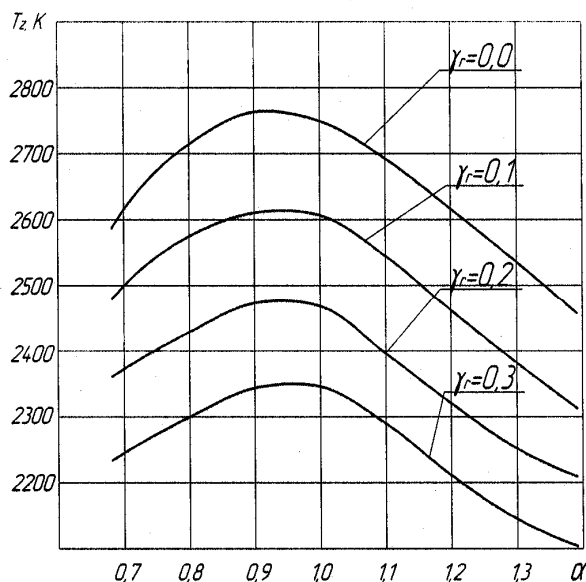


Рис. 1. Изменение температуры горения в зависимости от состава смеси.
 $T_{cm} = 523,0$ К

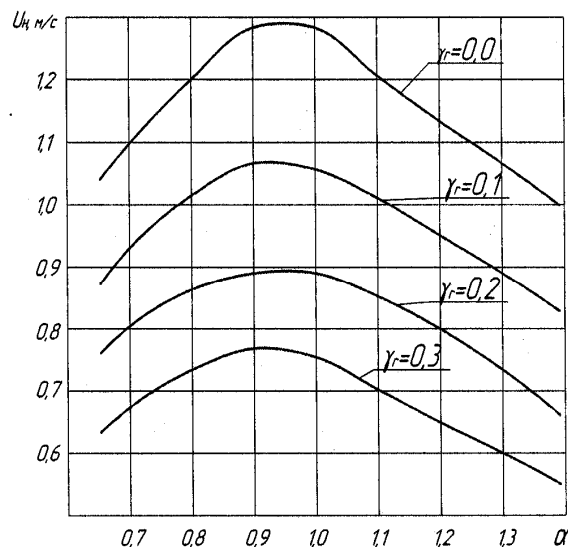


Рис. 2. Нормальная скорость пламени в зависимости от состава смеси.

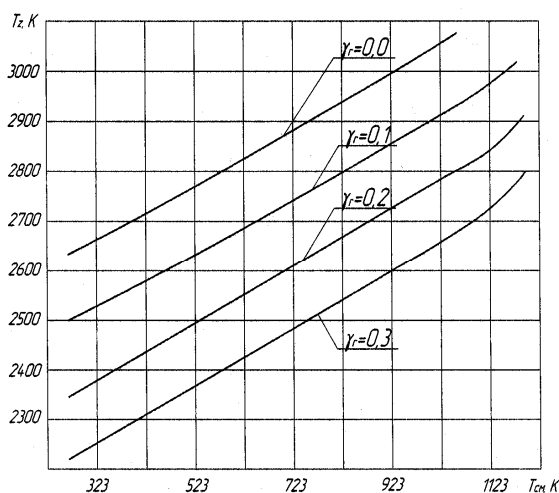
 $T_{cm} = 523 \text{ K}$ 

Рис. 3. Изменение температуры горения в зависимости от исходной температуры смеси.

Состав смеси $\alpha = 1,0$

Обеспечить реальное снижение концентрации остаточных газов в составе рабочей смеси при низких нагрузках, что имеет место при эксплуатации транспорта в городских условиях, по существу, не представляется возможным. Одним из приемлемых решений при складывающихся условиях, по нашему предложению, является обеспечить искусственную кислородную компенсацию присутствия остаточных газов, путем принудительного обогащения поступающей смеси условно чистым кислородом. Дополнительная подача кислорода должна скомпенсировать присутствие остаточных газов и перевести их в аналог по содержанию кислорода в атмосферном воздухе.

Преимущество предложенного варианта организации процесса сгорания заключается в том, что при его реализации не требуется дополнительной подачи энергосодержащих

компонентов. Кислородное обогащение смеси обеспечивает повышение реакционной способности смеси, полноту и своевременность тепловыделения, исключает опасность дополнительного повышения или появления новых токсичных компонентов в составе продуктов сгорания.

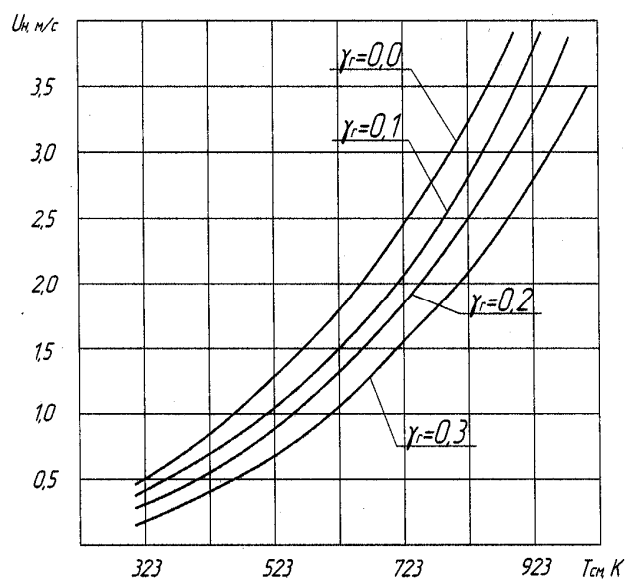


Рис. 4. Нормальная скорость пламени при изменении исходной температуры.
Состав смеси $\alpha = 1,0$

Эффективность предложенного варианта активизации процесса сгорания подтверждается результатами экспериментальных испытаний.

Основные результаты испытаний представлены на рис. 5 и 6.

Испытания проводились на стендовом комплексе с двигателем ГАЗ-2410 на режимах холостого хода и низких нагрузок, при частоте вращения 600, 800, 900 и 1000 об/мин, что в полном объеме охватывает диапазон устанавливаемой устойчивой частоты вращения. Стендовый комплекс оборудован специальной установкой АСГА – Т (автоматическая система газового анализа) для регистрации основных токсичных компонентов в составе продуктов сгорания и системой для реализации и регулирования подачи кислорода.

Регистрация объема дополнительной подачи кислорода осуществлялась с помощью газового ротаметра. Степень открытия дроссельной заслонки, для режима заданной частоты вращения коленчатого вала, сохранялась постоянной. Степень разбавления смеси остаточными газами составляет 25 – 30 %.

Для каждого режима, при работе двигателя с классической системой питания и при использовании системы кислородной компенсации, устанавливался оптимальный состав предельного обеднения, при котором обеспечивался устойчивый режим работы двигателя.

Восстановление заданной частоты вращения, после подачи дополнительного кислорода и обеспечения условий более полного выгорания топлива, выполнялось регулировочными элементами системы питания за счет обеднения и уменьшения количества рабочей смеси.

По результатам замеров и обработки данных при использовании системы кислородной компенсации присутствия остаточных газов в составе рабочей смеси обеспечивается расширение пределов эффективного использования более бедных составов. На режиме холостого хода с частотой вращения 600 об/мин и дополнительной подачей кислорода обеспечивается устойчивая и стабильная работа двигателя с составом смеси $\alpha = 0,98$. При частоте вращения 1000 об/мин предел эффективного обеднения расширяется до $\alpha = 1,05$. Соответственно уменьшается и часовой расход топлива (рис. 5).

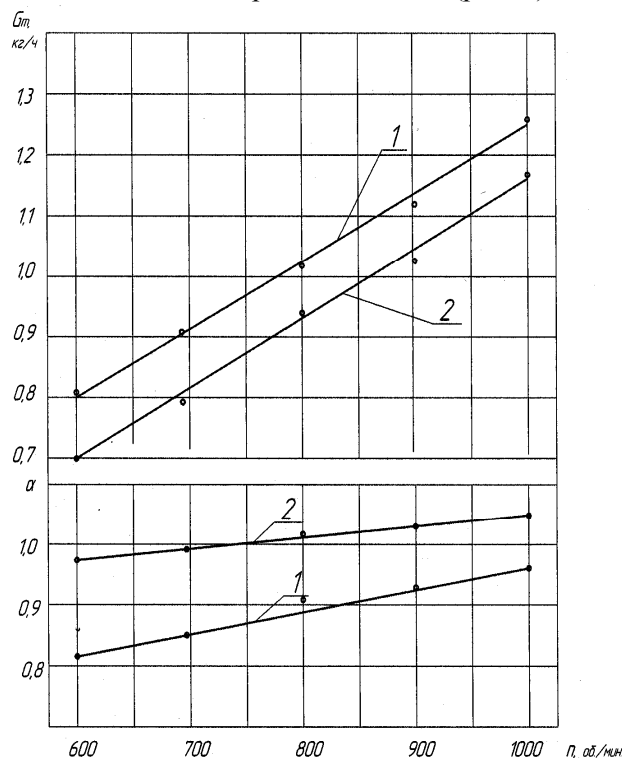


Рис. 5. Часовой расход топлива на режиме холостого хода с оптимальным регулированием состава свежей смеси:

- 1 – классическая система питания с обогащением смеси топливом;
- 2 – система питания с кислородной компенсацией остаточных газов в составе рабочей смеси

Вместе с тем, кислородное обогащение поступающего воздуха обеспечивает повышение реакционной способности смеси и полноту выгорания углеводородных соединений. Позволяет существенно снизить в составе отработавших газов содержание окиси углерода – CO, от концентрации 2,0...2,5 % при использовании классической системы питания до уровня 0,4...0,6 % при системе питания с кислородной компенсацией и углеводородных соединений – СН от концентрации 1200... р.р.т. до уровня 200... 600 р.р.т., соответственно, для диапазона принятого скоростного режима холостого хода 800...1000 об/мин.

Экспериментально установлено оптимальное количество подачи дополнительного окислителя – 0,4 кг, для обеспечения устойчивой работы двигателя при составе смеси $\alpha = 1,02 - 1,05$. Увеличение подачи кислорода не оказывает более глубокого влияния на топливную экономичность и концентрацию присутствия токсичных компонентов.

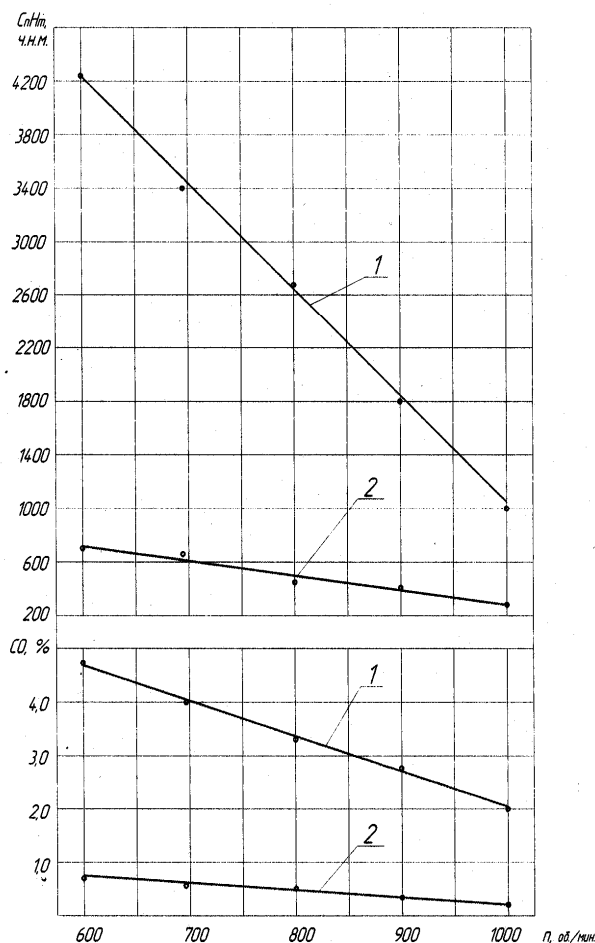


Рис. 6. Изменение концентрации окиси углерода CO и углеводородных соединений CH в составе отработавших газов:

- 1 – классическая система питания;
2 – система питания с кислородной компенсацией остаточных газов в составе рабочей смеси

Механизм положительного влияния кислородной компенсации присутствия остаточных газов в составе рабочей смеси заключается в следующем: повышение концентрации активного компонента до определенных пределов обеспечивает ускорение процессов химического окисления, сокращает длительность формирования начального очага горения, повышает температуру и энергоемкость в зоне горения, что способствует ускорению и повышению полноты своевременного выгорания топлива, с сокращением тепловых потерь.

Список литературы

1. Егоров А.А. Расчетное определение физико-химических параметров горения смеси и тепловыделение в двигателях с искровым зажиганием // Повышение топливной экономичности и долговечности автомобильных и тракторных двигателей: Межвузовский сб. – М.: МАМИ, 1982. – Вып. IV. – С.99-109.
2. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение,

1977. – 277 с.

3. Генкин К. И. Газовые двигатели. – М.: Машиностроение, 1977. – 193 с.

Получено 21.03.05

УДК 621.9.075.4

С.Д. Капаева, Д.А. Архипов
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СОЖ ВП-4 НА СТОЙКОСТЬ ТОКАРНОГО РЕЗЦА

Процесс обработки резанием – это взаимодействие инструмента и обрабатываемого материала – отличается от других процессов взаимодействия между трущимися деталями машин наличием высоких контактных давлений, больших удельных сил трения и деформации, а также высоких контактных температур. Изучение этого процесса включает механизм износа, влияние физико-химических свойств обрабатываемого материала и внешней среды на износ и стойкость инструмента. Комплексно эти явления изучает наука трибология и, обобщая все эти сведения, разрабатывает научные основы управления качеством обработанной поверхности, точностью и производительностью обработки.

Таким образом, вопрос износа инструмента, повышение периода его стойкости является важнейшей задачей машиностроения. Причины износа инструмента известны, и существует много методик измерения ее значения.

В данной работе для проведения исследований выбирались различные пары металлов инструментального и неинструментального с обрабатываемым материалом. В условиях отсутствия эффекта разогрева на малых скоростях резания пришли к выводу, что для предотвращения пластического разрушения режущей части инструмента необходимо соблюдение условия: твердость инструмента должна превосходить твердость срезаемого слоя в зоне стружкообразования примерно в 1,4 раза и более [1].

В обычных условиях резания процесс стружкообразования сопровождается высокими температурами резания. С повышением скорости резания и толщины среза тепло, возникшее в результате деформации контактных слоев, не успевает переходить в стружку, обрабатываемый материал и аккумулируется в тонких контактных слоях. Предел текучести контактных слоев инструментального материала из-за сильного разогрева на высоких скоростях резания значительно падает, и действующие нагружающие напряжения оказываются достаточными для их пластической деформации.

Особенностью износа передней поверхности является образование лунки на некотором расстоянии от режущей кромки. По мере износа длина l_n и глубина h_n увеличиваются, и лунка приближается к режущей кромке.

Особенностью износа задней поверхности является образование площадки износа, характеризующейся шириной площадки h_3 . Расстояние до режущей кромки f при одновременном износе постепенно уменьшается с двух сторон, уменьшается также угол заострения β . В результате, прочность режущей кромки снижается, что приводит к разрушению режущей части инструмента (рис. 1).

Для оценки износа задней поверхности можно использовать оптические устройства, в частности микроскопы МИР-1, БИМ-21, ИЗВ-1, измерительная лупа прибора Бринелля.

Глубина лунки h_n на передней поверхности инструмента измерялась индикатором часового типа с измерительной головкой, длина лунки l_n – лупой твердомера Бринелля.

Однако более перспективным представляется исследование радиального или размерного износа инструмента, непосредственно связанное с точностью изготовления деталей. Преимущество использования радиального износа в качестве критерия затупления обусловлено тем, что он непосредственно связан с требованиями к точности и шероховатости обработанной поверхности.

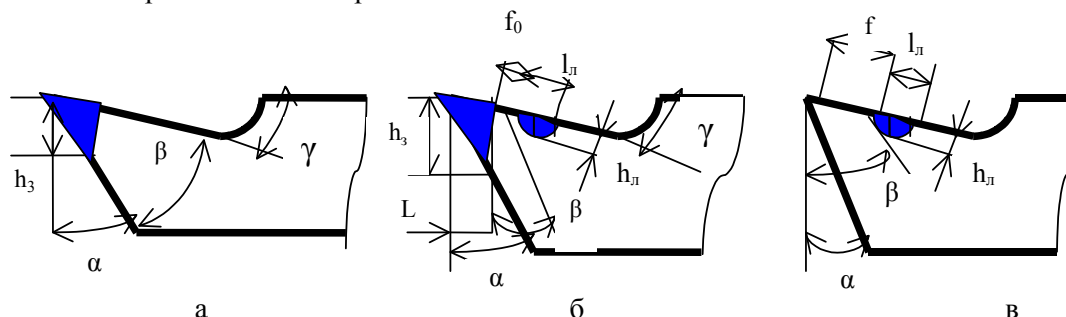


Рис. 1. Геометрия износа режущего инструмента по поверхностям: а - по главной задней; б - одно временно по задней и передней; в - по передней ($h_{л}$ – глубина лунки; L – длина лунки; f – ширина фаски; h_3)

В частности радиальный износ можно определить путем измерения конусности обрабатываемой детали. Однако этот метод требует подготовки специальных образцов, что резко увеличивает продолжительность испытаний. Представляется перспективным метод оценки радиального износа с использованием проектора, очертив контур режущей кромки резца до опыта и после некоторого времени работы. У всех этих методов имеется недостаток - инструмент необходимо постоянно снимать со станка, что отражается на точности полученных результатов.

Значение износа режущей кромки является функцией многих факторов. Основным фактором, влияющим на интенсивность износа, является применение смазочно-охлаждающей жидкости, так как от неё зависят и температурный, и динамический процессы резания. Регулируя интенсивность износа инструмента, мы можем повысить стойкость инструмента в 2-3 раза.

Для обеспечения быстроты и высокой точности измерений как радиального износа, так и температурного удлинения резца использовался разработанный и изготовленный прибор, описанный в работе [2] (рис. 2).

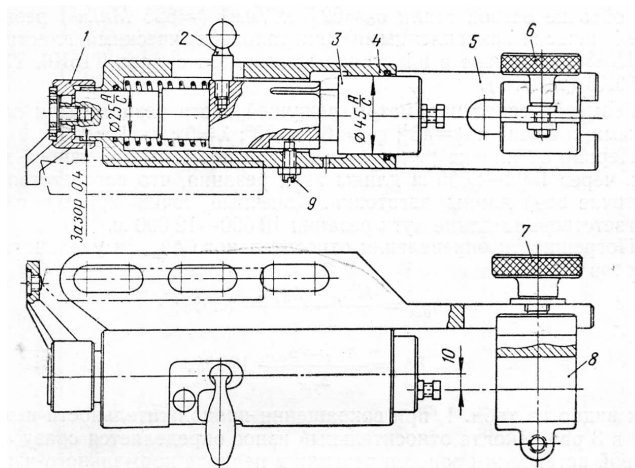


Рис. 2. Прибор для измерения значения износа резца: 1 - измерительный наконечник; 2 – рукоятка; 3 – шпиндель; 4 - корпус; 5 - кронштейн; 6,7 винт; 8 - хомут; 9 - винт.

Прибор позволил снять значения радиального износа с помощью миниметра в микрометрах. По результатам исследований, проводимых с использованием нового состава смазочно-охлаждающей жидкости на основе водорастворимого полимера ВП-4, построены графики зависимости Т-V (рис. 3 и 4).

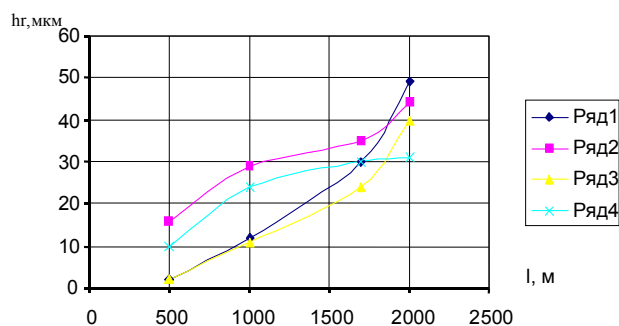


Рис. 3. График зависимости радиального износа от длины обработки при черновой обработке стали 40X с $V=125$ м/мин, $V=188$ м/мин, $t=2$ мм, $S=0,39$ мм/об: 1, 2 ряд – обработка в «всухую», 3, 4 ряд – обработка с СОЖ ВП-4.

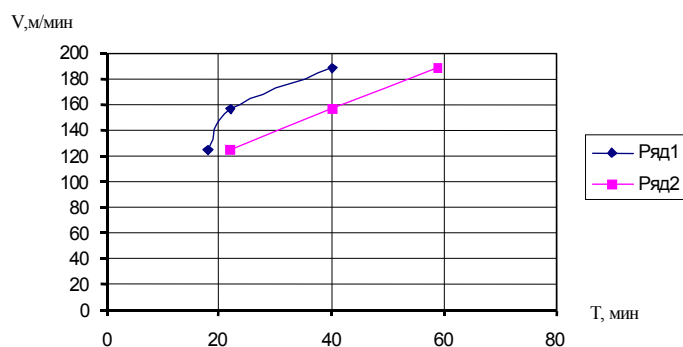


Рис. 4. График зависимости стойкости резца с пластиной T15K6 при черновой обработке стали 40X, $t=2$ мм, $S=0,39$ мм/об от скорости резания: 1 ряд - обработка в «всухую», 2 ряд - обработка с

СОЖ ВП-4

По полученным экспериментальным данным выведена математическая модель, описывающая процесс влияния применяемой новой СОЖ ВП-4 на стойкость режущей части токарного резца

$$T = \frac{626}{V^{0,55}},$$

где T - стойкость инструмента, мин; V - скорость резания, м/мин

Повышение стойкости режущей части инструмента и вместе с тем экономичность новой смазочно-охлаждающей жидкости ВП-4 на основе водорастворимых полимеров дает ей перспективу применения в машиностроительном производстве.

Список литературы

1. Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. - М.: Машиностроение, 1982. - 319с
2. Макаров А.Д., Прибор для измерения радиального износа резцов и температурного удлинения резца // Станки и инструмент. - 1956. - №5.

Получено 16.02.05

УДК 624.133.22:666.97.033.16

П.С. Кузнецов

СибАДИ, г. Омск

М.В. Дудкин

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО ПЛАНЕТАРНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ДЛЯ ДОРОЖНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ КАТКОВ

В конструкциях современных вибрационных катков появились новые технические решения, направленные на повышение качества уплотнения, на введение контроля степени плотности материала с рабочего места машиниста в процессе уплотнения, на более полное использование возможностей вибровозбудителей, позволяющих генерировать вынуждающую силу направленного действия и сокращать уплотняющие проходы и типоразмеры катков.

Вибрационные катки позволяют посредством вибрации интенсифицировать воздействие вальца на уплотняемый материал и многократно уменьшить вес катка. Например, при температуре асфальтобетонной смеси, превышающей 100-110 °С, вибрационный каток эквивалентен статическому, масса которого в 3-3,5 раза больше [1].

Вибровозбудитель, с точки зрения процесса уплотнения, является центральным элементом системы, воздействующим на все остальные подсистемы. Главные параметры вибровозбудителя – суммарная вынуждающая сила, частота и характер колебаний прямо зависят от внутренней структуры вибровозбудителя, даже отдельные изменения составляющих которой могут на порядок изменить их значение [2].

Одним из эффективных методов повышения производительности уплотняющих машин является использование в дорожном строительстве вибровозбудителей планетарного типа.

Наиболее эффективным по значению вынуждающей силы и поличастотному воздействию на обрабатываемый материал является асимметричный планетарный вибровозбудитель [3], у которого переменная угловая скорость инерционного бегунка относительно центра кривизны беговой дорожки обеспечивается эксцентриситетом оси вращения водила относительно этого центра кривизны или некруглой формой беговой дорожки. Бегунок при этом совершает сложное плоскопараллельное движение. Положение тела, совершающего такое движение, определяется в любой момент времени положением некоторой точки тела, называемой полюсом, и углом поворота тела вокруг последнего. В задачах динамики за полюс удобно принимать центр масс тела. Таким образом, абсолютное движение бегунка можно разложить на переносное движение вместе с его центром масс и на относительное движение по отношению к этому центру масс. Переносное движение в данном случае – поступательное, а относительное движение – это вращение вокруг оси, проходящей через центр масс бегунка перпендикулярно к плоскости движения. В процессе вращения на бегунок действуют центробежная сила, направленная вдоль переменного радиуса R движения бегунка, кориолисова сила, перпендикулярная этому радиусу, и сила сопротивления перемещению, касательная к окружности беговой дорожки. Геометрическая сумма нормальных и касательных реакций всех сил на беговую дорожку обеспечивает вынуждающую силу вибровозбудителя [4].

Для того чтобы задача динамического анализа планетарного вибровозбудителя была статически определимой удобнее будет вначале рассмотреть систему сил, действующих на кулису-водило 1 (рис. 1). Затем, после определения неизвестных силовых параметров, перейти к анализу системы камень-ролик (бегунок) 2-3 (рис. 2).

Ввиду того, что задача относится к разряду проверочных, известными считаем геометрические размеры, частоту вращения ω кулисы-водила и приложенный к ней крутящий момент, массы звеньев, скорости и ускорения всех точек звеньев.

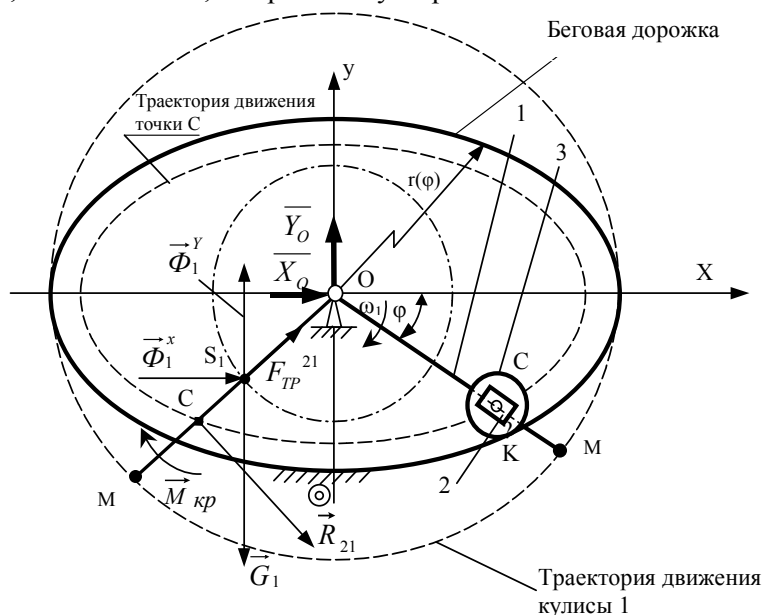


Рис. 1. Расчетная схема системы сил для кулисы-водила эллиптического планетарного вибровозбудителя

При вращении кулисы-води́ла вокруг своей оси на нее действуют:

1) силы инерции в виде проекций на координатные оси Φ_1^x , Φ_1^y :

$$\begin{cases} \Phi_1^x = -\overline{a_{S1}^x} \cdot m_k, \\ \Phi_1^y = -\overline{a_{S1}^y} \cdot m_k, \end{cases} \quad (1)$$

где $\overline{a_{S1}^x}$, $\overline{a_{S1}^y}$ – соответствующие проекции ускорения центра масс кулисы S_1 , м/с²;

m_k – масса кулисы, кг;

2) сила тяжести кулисы–води́ла G_1 :

$$G_1 = m_k \cdot g, \quad (2)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

3) реакция опоры O в виде проекций на координатные оси X_0 , Y_0 ;

4) реакция связи со стороны камня 2 – R_{21} ;

5) сила трения скольжения со стороны камня на кулису F_{TP}^{21} :

$$F_{TP}^{21} = R_{21} \cdot f_{CK}, \quad (3)$$

где f_{CK} – коэффициент трения скольжения;

6) крутящий момент $M_{кр}$.

Представленная система сил относится к плоской, произвольной, поэтому мы можем составить для нее три уравнения равновесия и решить их относительно трех неизвестных. В нашем случае это: X_0 , Y_0 , R_{21} .

Составим уравнения равновесия в виде двух уравнений проекций на координатные оси и уравнения моментов сил относительно точки O .

$$\sum_{i=1}^n F_{Xi} = X_0 + \Phi_1^x + R_{21} \cdot \sin \varphi - F_{TP}^{21} \cdot \cos \varphi = 0; \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{Yi} = Y_0 + \Phi_1^y + G_1 + R_{21} \cdot \cos \varphi + F_{TP}^{21} \cdot \sin \varphi = 0; \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n M(F_i)_O = \Phi_1^y \cdot \overline{OS_1} \cdot \cos \varphi + \Phi_1^x \cdot \overline{OS_1} \cdot \sin \varphi + R_{21} \cdot r(\varphi) - M_{кр} - G_1 \cdot \overline{OS_1} \cdot \cos \varphi = 0, \quad (6)$$

где $r(\varphi)$ – переменный радиус-вектор точки C , м.

Определим из уравнения (6) реакцию R_{12} :

$$R_{12} = \frac{-\Phi_1^y \cdot \overline{OS_1} \cdot \cos \varphi - \Phi_1^x \cdot \overline{OS_1} \cdot \sin \varphi + M_{кр} + G_1 \cdot \overline{OS_1} \cdot \cos \varphi}{r(\varphi)}. \quad (7)$$

Теперь, подставляя (7) и (3) в выражения (4) и (5), определим оставшиеся неизвестные параметры:

$$X_0 = -\Phi_1^x - R_{21} \cdot \sin \varphi + F_{TP}^{21} \cdot \cos \varphi, \quad (8)$$

$$Y_0 = -\Phi_1^y + G_1 - R_{21} \cdot \cos \varphi - F_{TP}^{21} \cdot \sin \varphi. \quad (9)$$

В процессе сложного движения камня-ролика на него действуют:

- 1) нормальная реакция связи со стороны стойки (беговой дорожки) N ;
- 2) реакция связи со стороны кулисы на камень R_{12} :

$$R_{12} = -R_{21}; \quad (10)$$

- 3) сила трения скольжения со стороны кулисы на камень F_{TP}^{21} :

$$F_{TP}^{12} = -F_{TP}^{21}; \quad (11)$$

- 4) сила трения сцепления ролика с беговой дорожкой (стойкой) F_{TP} ;

- 5) момент трения качения ролика с беговой дорожкой (стойкой) M_{TP}^K ;

- 6) силы инерции в виде проекций на координатные оси Φ_c^x, Φ_c^y :

$$\begin{cases} \overline{\Phi_C^X} = -\overline{a_C^X} \cdot m_b \\ \overline{\Phi_C^Y} = -\overline{a_C^Y} \cdot m_b, \end{cases} \quad (12)$$

где $\overline{a_C^X}, \overline{a_C^Y}$ – соответствующие проекции ускорения центра масс камня-ролика C , m/c^2 ;

m_b – масса камня-ролика, кг;

- 7) момент инерции ролика $M_{ин}$;

- 8) сила тяжести камня-ролика G .

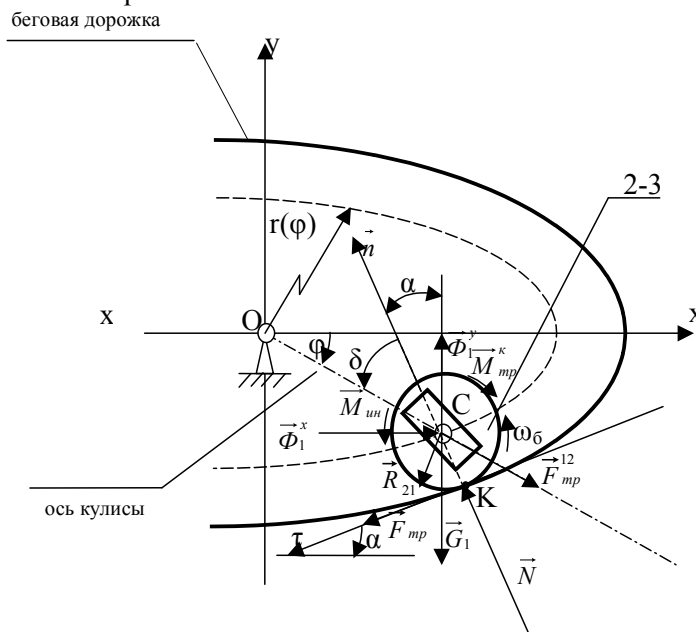


Рис. 2. Расчетная схема системы сил камень-ролик

$$F_{TP} = f_{CK} \cdot N; \quad (13)$$

$$\overrightarrow{M_{ин}} = -I_{Cz} \cdot \overrightarrow{\varepsilon_b}, \quad (14)$$

где I_{Cz} – осевой момент инерции ролика относительно оси, проходящей через точку C перпендикулярно плоскости чертежа, $кг \cdot м^2$;

$\overrightarrow{\varepsilon_b}$ – угловое ускорение ролика, c^{-2} .

Составим уравнения равновесия в виде двух уравнений проекций на координатные

оси естественного трехгранника n, τ и уравнения моментов сил относительно точки C , и решим их относительно трех неизвестных: N, F_{TP}, ε_b .

$$\sum_{i=1}^n F_{ni} = N - G \cdot \cos \alpha + \Phi^Y_C \cdot \cos \alpha - F^{12}_{TP} \cdot \cos \delta + R_{12} \cdot \sin \delta - \Phi^X_C \cdot \sin \alpha, \quad (15)$$

где α – угол между положительными направлениями осей Y и n , град;

δ – угол между положительным направлением оси n и осевой линией кулисы, град.

$$\sum_{i=1}^n F_{\tau i} = F_{TP} + G \cdot \sin \alpha + F^{12}_{TP} \cdot \sin \delta + R_{12} \cdot \cos \delta - \Phi^Y_C \cdot \sin \alpha - \Phi^X_C \cdot \cos \alpha; \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^n M(F_i)_C = -M^K_{TP} + M_{ин} - F_{TP} \cdot r_b, \quad (17)$$

где r_b – радиус ролика, м.

Из уравнения (15) определим реакцию N :

$$N = G \cdot \cos \alpha - \Phi^Y_C \cdot \cos \alpha + F^{12}_{TP} \cdot \cos \delta - R_{12} \cdot \sin \delta + \Phi^X_C \cdot \sin \alpha.$$

Не учитывая F_{TP} , определим из (16) сумму проекций всех сил на касательную ось τ , а из уравнения (17), подставив (13) и (14), определим угловое ускорение ролика:

$$\varepsilon_b = N \cdot \frac{(f_k + r_b \cdot f_{CK})}{I_{Cz}}, \quad (18)$$

где f_k – коэффициент трения качения, м.

Для определения важнейшей характеристики вибровозбудителя, такой как вынуждающая сила, необходимо спроецировать нормальную реакцию беговой дорожки на координатные оси X и Y , что позволит проанализировать режим работы данного устройства, а также выбрать наиболее рациональную ориентацию вибровозбудителя в пространстве, чтобы обеспечить максимальный эффект уплотнения (рис. 3-5).

$$\begin{cases} N_X = -N \cdot \sin \alpha, \\ N_Y = N \cdot \cos \alpha. \end{cases} \quad (19)$$

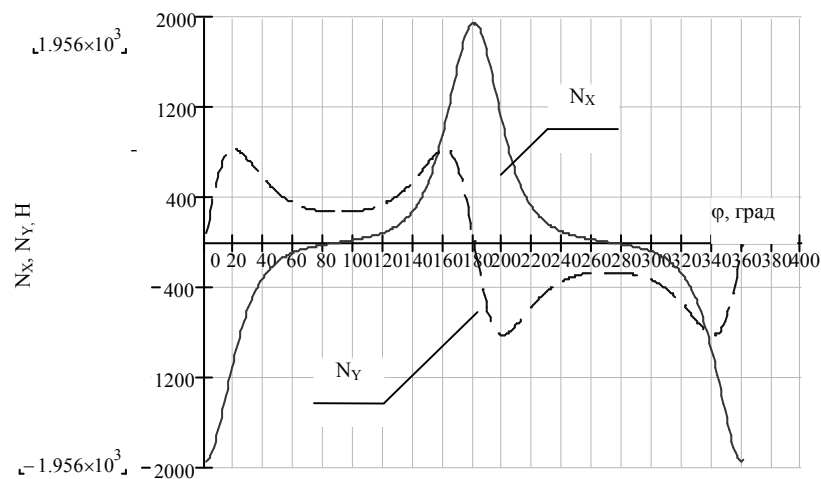


Рис. 3. Зависимость проекций вынуждающей силы эллиптического планетарного вибровозбудителя с симметричным расположением водила относительно центра кривизны беговой дорожки от угла поворота φ

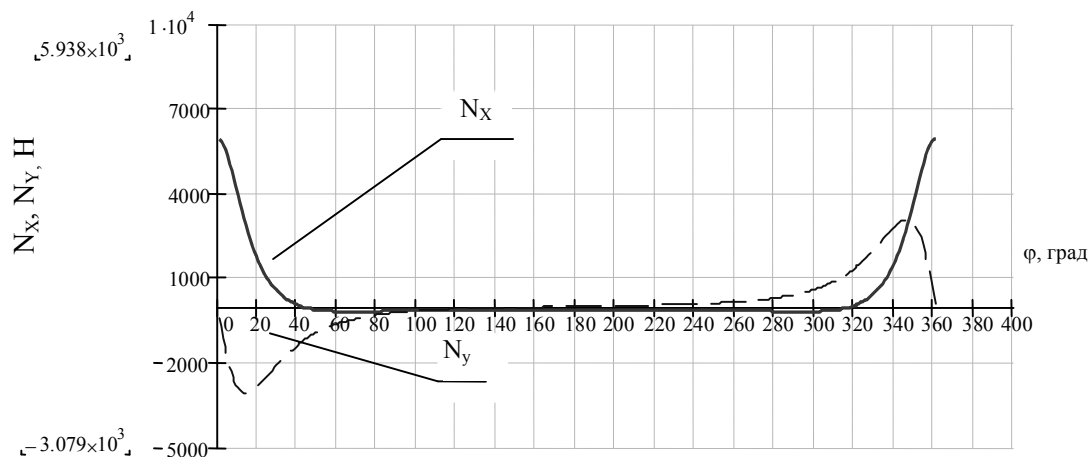


Рис. 4. Зависимость проекций вынуждающей силы планетарного вибровозбудителя с расположением оси водила в левом фокусе эллиптической беговой дорожки от угла поворота φ .

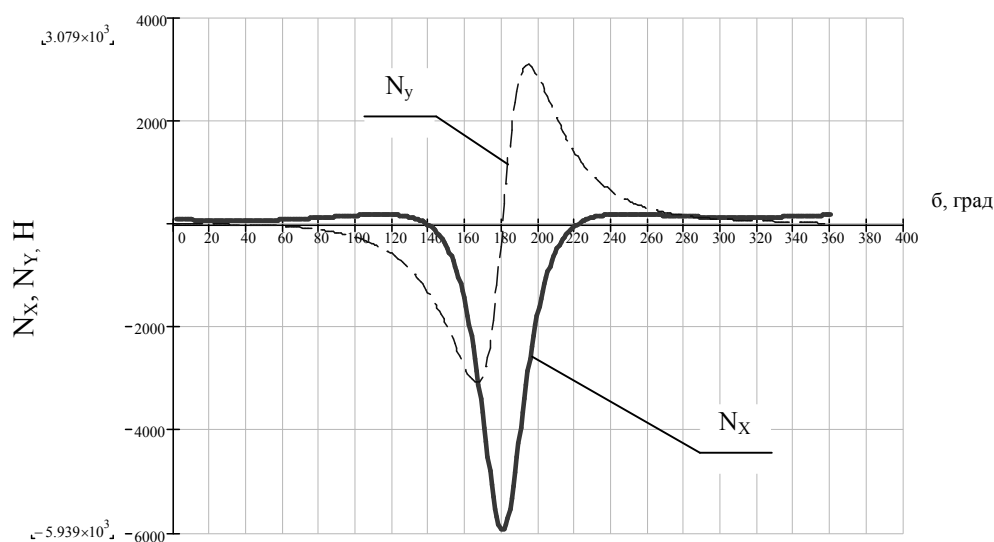


Рис. 5. Зависимость проекций вынуждающей силы планетарного вибровозбудителя с расположением оси водила в правом фокусе эллиптической беговой дорожки от угла поворота водила φ

Теоретический анализ зависимости вынуждающей силы от угла поворота водила планетарного вибровозбудителя позволяет сделать следующие выводы:

1. Вынуждающая сила, генерируемая в вибровозбудителе с эллиптической формой беговой дорожки, в несколько раз превышает вынуждающую силу вибровозбудителя с круглой беговой дорожкой при одноименном смещении оси водила относительно центра кривизны беговой дорожки. Анализ полученных выражений показывает их синусоидальный гармонический характер. Асимметрия значений вынуждающей силы относительно оси абсцисс показывает её направленное действие в сторону, противоположную эксцентриситету оси водила. По оси ординат вынуждающая сила практически симметрична в своем значении как в сторону уплотняемой поверхности, так и в противоположную сторону, её значение намного меньше значе-

ния силы по оси абсцисс, поэтому большого интереса для исследований она не представляет.

2. В асимметричных планетарных вибровозбудителях вынуждающая сила передается от инерционных бегунков непосредственно на беговую дорожку, минуя подшипники вала водила, что увеличивает их надёжность и долговечность, а асимметрия вынуждающей силы путем рациональной установки оси водила позволяет направить её максимальное значение в сторону уплотняемой поверхности и, дополнительно, регулировать эту величину.

3. Полученная теоретическая модель асимметричного планетарного вибровозбудителя с эллиптической формой беговой дорожки адекватно описывает зависимость интегральной вынуждающей силы от исходных параметров вибровозбудителя.

4. Инвариантность вынуждающей силы планетарного вибровозбудителя определяет возможность её подбора в геометрических масштабах моделирования при аффинном подобии параметров инерционной массы, угловой скорости водила и геометрических параметров вибровозбудителя для одинаковых конструктивных схем вибровозбудителя.

Новизна вопроса, наличие противоречивых сведений, отсутствие обобщающей литературы по вопросу использования асимметричных вибровозбудителей на дорожных машинах создают большие затруднения в освоении новых вибрационных машин с планетарными вибровозбудителями, тем более с нетрадиционной формой беговой дорожки.

Задачей дальнейших исследований является определение вынуждающей силы эллиптического вибровозбудителя, водило которого установлено не в фокусе эллипса.

Список литературы

1. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований / Пер. с англ. И.В. Гагариной. – М.: Транспорт, 1987. – 188с.
2. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов. – Л.: Машиностроение 1973. – 176с.
3. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1981, С. 35–36.
4. Ермилов А.Б. Анализ рабочего процесса асимметричного планетарного вибровозбудителя, оборудованного поводковым водилом // Повышение эффективности рабочих органов и агрегатов дорожно-строительных машин: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1984. – С. 76–85.

Получено 15.02.05.

УДК 621.869.2

С.В. Ли

КазАТК, г. Алматы

РАБОЧИЕ ОРГАНЫ МАШИН С ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Недостатки традиционных схем машин с поступательным движением рабочих органов были очевидны давно [1]. Ещё Джеймс Уатт в 1782 г. пытался спроектировать паровую машину роторного типа. Многие из предложенных затем схем более прогрессивных машин с вращающимся рабочим органом (ротором) имели серьёзные недостатки, основные из которых: неравномерное движение рабочих органов вследствие действия сил сопротивления внедрению (вызывающее значительные инерционные нагрузки); неблагоприятные условия работы деталей системы уплотнений (детали подвергаются высоким тепловым и механическим нагрузкам).

В результате проведенных ранее исследований [2], автор статьи пришел к выводу: к наиболее удачным схемам строительных, путевых и погрузочно-разгрузочных машин (СППРМ)

относятся машины с планетарно-роторным движением (ПРД) рабочих органов. В этих машинах применяются схемы с циклоидальными формами рабочих органов (роторов), для которых использованы свойства эпи- и гипотрохонд (укороченных эпи- и гипотрохонд). Обычно такие кривые получают при движении точки, лежащей внутри окружности, которая катится без скольжения по внешней или внутренней стороне неподвижной окружности (3 - огибающие кривые). В СППРМ с ПРД рабочих органов образование эпитрохоиды связано с обкатыванием шестерней внутреннего зацепления неподвижной шестерни внешнего зацепления, а образование гипотрохоиды – с обкатыванием шестерни внешнего зацепления неподвижной шестерни внутреннего зацепления. В обоих случаях производящая точка должна лежать вне движущейся окружности (рис. 1).

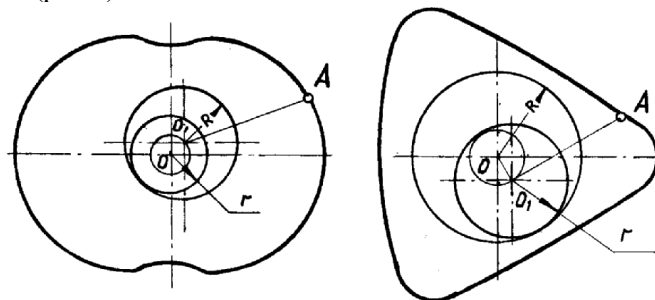


Рис. 1 Образование трохонд: а – эпитрохоида $r : R = 2 : 3$; б – гипотрохоида $r : R = 2 : 3$

Радиусы окружностей r и R должны относиться как целые числа, отличающиеся на единицу (1:2, 2:3, 3:4, и т.д.) [3].

Обкатывая построенную кривую вместе с неподвижной окружностью, получаем семейство кривых, имеющее внешнюю и внутреннюю огибающие (рис. 2).

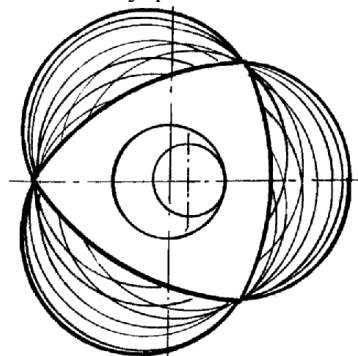


Рис. 2. Внутренняя и внешняя огибающие семейства эпитрохонд $r : R = 2 : 3$

Таким образом, контуром ротора (рабочего органа) можно сделать трохонду или внутреннюю огибающую. Существенное преимущество эпи- и гипотрохонд перед другими кривыми заключается в том, что их образование связано только с вращательными движениями, вследствие этого кинематическая схема циклоидальных машин чрезвычайно проста. Большое значение (для дробильных машин – см. [4]) имеет также благоприятный для протекания рабочего процесса характер изменения объема «рабочих камер» между валками.

В циклоидальных машинах могут вращаться ротор или корпус, а также и ротор и корпус. В двух первых случаях ротор или корпус совершают планетарное движение –

вращаются вместе с подвижной шестерней вокруг её центра, который, в свою очередь, вращается вокруг центра неподвижной шестерни. В последнем случае получаем биротативную машину, в которой ротор и корпус вращаются вокруг неподвижных осей, проходящих через центры шестерен, с числами оборотов, соответствующими передаточному отношению шестерен. Единственное преимущество этой схемы состоит в отсутствии неуравновешенных сил инерции. Однако биротативная схема и схема с вращающимся корпусом очень неудобны (особенно для СППРМ) и требуют решения ряда сложных конструктивных проблем. Значительно проще схема с вращающимся ротором, несмотря на то, что вследствие планетарного движения ротора возникает центробежная сила инерции, для уравнивания которой необходимы противовесы.

Таким образом, среди различных схем циклоидальных машин наиболее простой является схема с неподвижным корпусом, вращающимся ротором и внутренней огибающей.

Список литературы

1. Григорьян А.Т. Механика от античности до наших дней. -М.: Наука, 1974. -С. 480.
2. Ли С.В. Проектирование и конструирование рабочих органов строительно-дорожных машин с планетарным движением (системный подход)// Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций. -Алматы. -№6. -2003. -С. 47-50.
3. Боренштейн Ю.П. Механизмы для воспроизведения сложного профиля: Справочное пособие. -Л.: Машиностроение, 1978. -С. 232.
4. Ли С.В. Дробилка с планетарно-роторным движением валков: Научно-технический сборник «Новости науки Казахстана». -№3. -Алматы: КазГосИНТИ, 2002. -С. 38-40.

Получено 08.02.05.

УДК656.13:656.052

А.И. Недобитков

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КООРДИНАТ МЕСТА СТОЛКНОВЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Борьба с аварийностью на автомобильном транспорте предусматривает проведение комплекса мероприятий по улучшению условий движения, совершенствованию конструкции транспортных средств и их технического состояния, повышению квалификации и укреплению дисциплины водителей, организованности других участников движения. Особое место среди профилактических мероприятий принадлежит исследованию причин дорожно-транспортных происшествий (ДТП) и сопутствующих факторов.

Решение задач совершенствования раскрытия дорожно-транспортных преступлений, качественного осуществления судебного производства по уголовным, гражданским административным делам во многом определяется уровнем использования на практике судебно-экспертных знаний. Именно это обстоятельство обусловило изменение позиций законодателя к оценке роли института судебной экспертизы в доказательственной деятельности правоохранительных органов и суда. В частности, в Республике Казахстан принят один из первых на территории СНГ закон «О судебной экспертизе», существенно обогатились нормы уголовно-процессуального кодекса, регламентирующие вопросы организации и производства судебных экспертиз.

Судебная автотехническая экспертиза за почти пятидесятилетний период своего существования прошла три условных этапа своего развития. Первый этап – с 1959 по 1967 год (в Казахстане с 1961 г.), второй этап – с 1968 по 1980 год и третий этап – с 1981 года по

наше время [1].

На первом этапе происходило становление государственной судебной автотехнической экспертизы, создание ее теории и методологии. Необходимость появления судебной автотехнической экспертизы была обусловлена потребностью следственных и судебных органов для решения специальных вопросов при расследовании ДТП. Организационно-правовые, теоретические и научно-методические основы судебной автотехнической экспертизы были созданы главным образом трудами А.Р. Шляхова, Б.Л. Зотова [1].

На втором этапе были определены предмет, объект и задачи судебной автотехнической экспертизы. Произошла систематизация ее основ и выделение отдельных видов. Так, основной характеристикой второго этапа явилось выделение из области трасологии и судебной трасологической экспертизы соответственно транспортной трасологии и судебной транспортно-трасологической экспертизы как вида судебной автотехнической экспертизы. Становление понятийных категорий предмета и объекта судебной автотехнической экспертизы, их содержательной сущности напрямую связано с деятельностью таких видных ученых, как Ю.Г. Корухова, И.Г. Маландина, В.С. Митричева, Г.М. Нагорнова, А.К. Педенчук, Н.С. Романова, Г.А. Терехова, И.И. Чава и др. [1].

В период с 1963 по 1971 год появились первые статьи и пособия А.П. Васютина и Ю.Д. Кислякова для экспертов-сотрудников Казахского НИИ судебных экспертиз по вопросам комплексных исследований связанных с установлением механизма происшествия, а также работы Ю.Д. Кислякова и Л.Н. Мороза по комплексным транспортно-трасологическим и автотехническим исследованиям. Многочисленные статьи и пособия Ю.Д. Кислякова для экспертов – автотехников и инженеров по безопасности движения по вопросам ситуалогического анализа ДТП инструментальными методами были положены в основу методики экспертного анализа ДТП.

Третий этап характеризуется созданием новых видов и методов исследования, систематизацией и объединением используемых методик на единой основе научно-технического анализа ДТП.

Основы научно-технического анализа ДТП были разработаны и внедрены в практику трудами В.А. Бекасова, Б.Е. Боровского, В.А. Иларионова, Г.И. Клиновштейна, Ю.Д. Кислякова, О.Г. Кузнецова, Ю.П. Маркоишвили, Ю.Б. Суворова, Н.П. Яблокова и др. [1].

Два первых этапа судебной автотехнической экспертизы – это период существования традиционной судебной экспертизы, за который было создано, развито и теоретически закреплено ядро новой науки – судебная автотехника и основная форма ее практической реализации – судебная автотехническая экспертиза. Далее, с внедрением в практику новых методов исследования, вызванных необходимостью изучения новых объектов - водителя и дороги, их взаимосвязи, судебная автотехническая экспертиза переросла свои рамки. Третий этап – это период становления качественно новой экспертизы, получившей в Казахстане название «судебная экспертиза обстоятельств ДТП и ТС», которая на основе достигнутого за соответствующий период в области «материнских» наук наиболее полно и всесторонне удовлетворяла потребности судебно-следственной практики.

В последнее время все большее значение при расследовании ДТП имеют трасологические экспертизы, что потребовало создания методик экспертного изучения следов, возникающих при дорожно-транспортных происшествиях, и обучения этим методикам экспертов-трасологов. Классификация следов, изложение методик их исследования и другие

специальные вопросы составляют содержание понятия «транспортная трасология» [2].

Экспертное изучение следов при расследовании ДТП проводится в целях решения различных вопросов в зависимости от конкретной ситуации. Однако можно выделить два основных направления, решаемых экспертным путем: установление групповой принадлежности транспортного средства и отождествление конкретного транспортного средства; выяснение механизма происшедшего события.

Практика показывает, что транспортно-трасологическая экспертиза часто дополняет автотехническую экспертизу, помогает органам следствия, суду и страховым компаниям более полно представить механизм ДТП. Тесное соприкосновение трасологических и автотехнических познаний при исследовании механизма ДТП делает не только допустимой, но и необходимой комплексную экспертизу, разрешающую трасологические и автотехнические вопросы. Потребность в комплексной экспертизе возникает, когда решение трасологических и автотехнических вопросов взаимообусловлено: от решения одних зависит решение других и наоборот [2].

Необходимо отметить, и практика это доказывает, что осмотр места происшествия зачастую проводится с грубыми нарушениями. Причины этих нарушений могут носить как объективный, так и субъективный характер. Так, для составления протокола осмотра места ДТП разработаны специальные бланки с расположенными в определенной последовательности графами. Составление протокола сводится к заполнению этих граф, что неизбежно приводит к формализму и искажению хода осмотра места ДТП. Кроме того, многие следы на месте ДТП являются малозаметными, подвержены выветриванию, вымыванию и т.д., что приводит к тому, что они не находят отражения в протоколе осмотра места происшествия, несмотря на свое объективное наличие. Характерный пример подобной ситуации приведен на рис. 1.



Рис. 1. Смывание следов бокового скольжения автомобиля ВАЗ-2106: а) до дождя; б) после дождя

В процессе ДТП автомобиль ВАЗ-2106 после столкновения двигался в боковом заносе. На рис. 1, а отчетливо видны следы бокового скольжения шин на асфальтобетонном покрытии. Снимок сделан сразу после столкновения, багажник автомобиля открыт от удара. Через десять минут после ДТП прошел кратковременный дождь. После дождя следы, имевшиеся на месте ДТП и непосредственно раскрывающие его механизм и определяющие место столкновения, практически исчезли, хотя сам автомобиль остался в том же положении (рис. 1, б). Следовательно или дознаватель на место происшествия прибывает, как правило, далеко не сразу. Вопрос о том, будут ли эти следы занесены в протокол осмотра

места происшествия, является сугубо риторическим. Вопрос же, на чьей полосе движения произошло столкновение, наоборот, приобретает особую значимость. Аналогичная картина может наблюдаться на гравийном, заснеженном и влажном дорожном покрытии. А поскольку солнечных дней и дорог с чистым асфальтобетонным покрытием на территории стран СНГ значительно меньше, чем пасмурных дней и дорог с гравийным, заснеженным или влажным покрытием, то однозначным является вывод, что многие следы, имеющие принципиальное значение для установления механизма ДТП, в протоколе осмотра места происшествия не фиксируются.

Успешное расследование ДТП во многом зависит от определения места столкновения транспортных средств. Место столкновения необходимо установить для того, чтобы выяснить, на какой стороне дороги произошло столкновение, что весьма важно для выявления нарушения правил дорожного движения (ПДД) со стороны одного из водителей участников ДТП. Классический способ определения места столкновения в транспортной трасологии связан с проведением масштабного моделирования и перемещением моделей транспортных средств по их следам, зафиксированным на месте происшествия. Кроме того, в работах Д. Коллинза и Д. Морриса, а также Б.Е. Боровского даны общие рекомендации по определению места столкновения относительно осевой линии дороги (рис.2). Например, в работе [3] обосновывается вывод, что при внецентренном столкновении левыми углами каждый из автомобилей перемещается от места столкновения в направлении своей стороны дороги и никогда не перемещается на противоположную сторону дороги. А в работе [4] отмечается, что если после столкновения оба автомобиля находятся на одной стороне дороги, то столкновение произошло на этой полосе дороги.

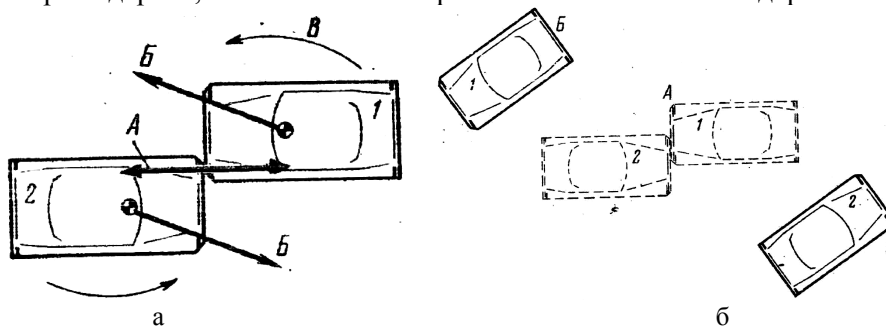


Рис. 2. Место столкновения относительно осевой линии дороги: а – линия столкновения, моменты и силы, действующие на автомобили; б - положение автомобилей в момент столкновения и после остановки

Трудности могут возникнуть, если известно только конечное положение транспортных средств после ДТП, а следы перемещения автомобилей до и после столкновения не зафиксированы, но, несомненно, имели место в действительности. Кроме того, обломки, как правило, располагаются после столкновения на большой площади, а расположение пылегрязевых наслоений, отделившихся с внутренней поверхности крыльев, осколков стекла и разлитых эксплуатационных жидкостей имеет беспорядочный характер (рис. 3).

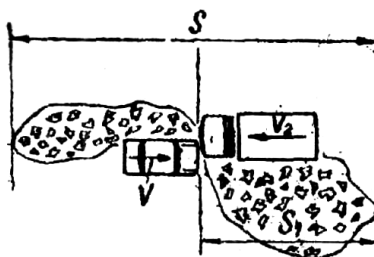


Рис. 3. Зона россыпи осколков при встречном столкновении

В этой связи предлагается следующий подход к решению данной задачи. Метод решения основан на создании модели, в которой для исследования механизма ДТП используются траектории движения центров тяжести транспортных средств. Исходя из задач транспортно-трассологического исследования, возможно по следам первичного контакта транспортных средств определить угол их взаимного расположения и угол столкновения. Как правило, после столкновения автомобили перемещаются и изменяют свое первоначальное положение. Установить положение, которое занимали транспортные средства перед столкновением, можно, определив линию столкновения. В момент удара имеется только одна линия. Это объясняется аксиомой равенства действия и противодействия, которая гласит, что всякому действию соответствует равное и противоположно направленное противодействие [5]. Эта аксиома утверждает, что силы действия друг на друга двух тел равны по модулю и направлены по одной прямой в противоположные стороны. Таким образом, в природе не существует одностороннего действия силы. Будучи приложенными к разным телам, эти силы не уравниваются. Поэтому в момент первичного контакта линия столкновения будет представлять собой два противоположно направленных вектора [5].

Зная угол между продольными осями транспортных средств в момент первичного контакта, можно определить последовательность и механизм образования всех имеющихся повреждений данных автомобилей, относящихся к рассматриваемому ДТП. Определив механизм взаимного образования повреждений, можно идентифицировать столкновение по принятой в экспертной практике классификации. Вид столкновения в данном случае имеет существенное значение, поскольку определяет последующую траекторию движения транспортных средств. Например, при косых и угловых столкновениях, несмотря на незначительную продолжительность удара, автомобили перемещаются друг относительно друга, что приводит к проскальзыванию контактирующих частей и дополнительным их деформациям. Так, при внецентренном столкновении автомобилей в результате удара в месте первоначального контакта возникает сила $P_{уд}$, которая вместе с силой инерции дает момент, стремящийся развернуть один автомобиль относительно другого (рис. 4).

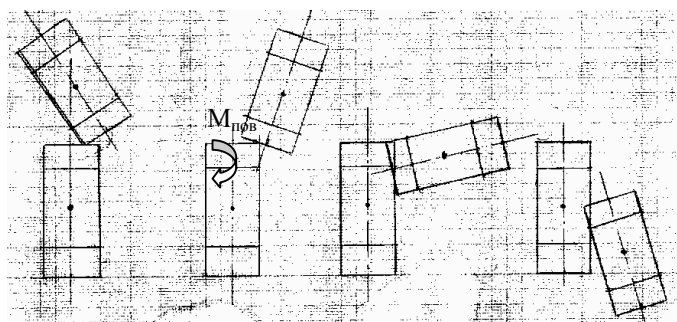


Рис. 4. Установление механизма образования взаимных повреждений

Данный автомобиль, вращаясь, последовательно занимает положения, указанные на рис. 4, что приводит к возникновению обширной зоны деформации обоих транспортных средств (один из автомобилей условно считаем неподвижным).

В автотехнической экспертизе известен способ определения скоростей движения транспортных средств, основанный на определении величины и направления перемещения центров тяжести столкнувшихся транспортных средств (рис.5) [6].

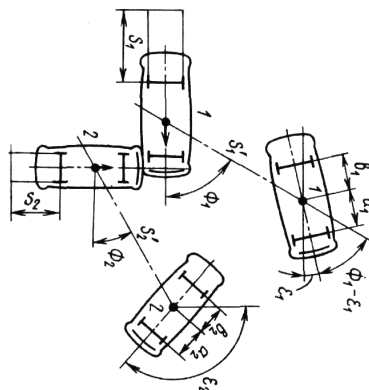


Рис. 5. Расчетная схема определения скоростей движения транспортных средств:
 S_1' , S_2' - расстояния перемещения центров тяжести транспортных средств

В основе данной методики лежат следующие положения теоретической механики:

- 1) после удара и прекращения взаимного контакта транспортные средства будут двигаться независимо одно от другого в направлении полученного импульса;
- 2) центр тяжести транспортных средств может рассматриваться как основная точка, обладающая свойствами всего тела.

Используя данный подход, можно определить не только скорости движения транспортных средств. Например, В.А. Иларионов отмечает, что «в момент удара автомобилей скорости V_1 и V_2 контактирующих деталей складываются и соударяющиеся участки некоторое время движутся в направлении результирующей скорости V_3 . В этом же направлении движутся и центры тяжести автомобилей. Хотя после прекращения действия ударных нагрузок автомобили движутся под действием внешних сил и в дальнейшем траектории обоих автомобилей могут измениться, однако общее направление движения центров тяжести позволяет определить положение автомобилей в момент столкновения» [6].

Из теоретической механики известно, что движение точки определено, если известны следующие элементы: траектория точки, начало и направление отсчета дуговой координаты и уравнение движения $s = f(t)$ [5].

В рассматриваемом случае (рис. 2, б и 5) известны конечные положения точек (центров тяжести транспортных средств) и траектория движения (прямая линия, описываемая уравнением вида $s = f(t)$). Определение точки пересечения прямых, описывающих траектории движения центров тяжести столкнувшихся транспортных средств, позволяет с учетом механизма образования повреждений и угла между продольными осями в момент первичного контакта определить координаты места столкновения. Но математический способ определения места столкновения является достаточно громоздким и сложным, поэтому предлагается его графический эквивалент.

Необходимо указать, что в методическом пособии для экспертов [7] отмечается, что «в

тех случаях, когда эксперту трудно проанализировать мысленно всю обстановку, он прибегает к ее графическому воспроизведению, последовательно нанося на миллиметровую бумагу данные, полученные при анализе материалов дела. Чаще всего графическое реконструирование используется при решении вопросов, связанных с установлением места столкновения и направления движения транспортных средств». Графически может быть воспроизведен по этапам весь механизм происшествия, от первичного контакта и до конечного положения транспортных средств на момент фиксации места ДТП.

Перемещение автомобиля с момента столкновения начинается непосредственно после окончания действия ударных импульсов, и поэтому конечные условия фазы самого столкновения являются начальными условиями фазы последующего перемещения автомобиля. Поскольку установлен вид столкновения транспортных средств, определен механизм взаимных повреждений деталей транспорта и угол между продольными осями в момент первичного контакта, то определение места столкновения не составляет труда, так как центры тяжести автомобилей после столкновения перемещаются прямолинейно от места прекращения контакта к конечному положению транспортного средства.

Последовательность определения координат места столкновения транспортных средств следующая:

1) исходя из конечного положения транспортных средств после ДТП определяется предварительная область расположения места столкновения (рис. 2);

2) определяется положение транспортных средств в момент прекращения их контакта (рис. 4);

3) проводится линия от центра тяжести транспортных средств в этот момент к центру тяжести транспортных средств в конечном положении. Поскольку может существовать несколько версий перемещения транспортных средств, то на масштабной схеме от центра тяжести каждого из транспортных средств в его конечном положении с интервалом 5 градусов проводятся лучи. Интервал выбирается в зависимости от погрешности определения угла между продольными осями транспортных средств в момент первичного контакта;

4) движение транспортных средств рассматривается как движение центра тяжести по проведенной прямой. Макеты автомобилей перемещаются по масштабной схеме с нанесенной вещной обстановкой места ДТП таким образом, чтобы центр тяжести автомобилей находился на одном из лучей при условии, что угол между продольными осями транспортных средств в момент первичного контакта составляет α и имеет место реализация механизма ДТП;

5) из нескольких вариантов выбирается вариант, наиболее полно соответствующий заданным исходным данным;

6) по выбранному варианту на масштабную схему наносятся изображения транспортных средств в момент первичного контакта и определяются координаты места столкновения.

Как показано в методическом пособии для экспертов [7], «если в процессе проверки версий по какому-либо вопросу отпали все, за исключением одной, и она полностью сочетается с исходными данными и вытекает из них, ее следует считать истинной. Таким образом, путем графического анализа можно без проведения дополнительных исследований в категорической форме решать вопросы, связанные с установлением механизма дорожно-транспортного происшествия».

Изложенный выше подход является общим, в каждом конкретном случае возможны различные варианты, определяемые следующими условиями: местом контакта столкнувшихся автомобилей, характером движения автомобилей перед столкновением, соотношением массы и скоростей автомобилей, конструкцией и типом транспортных средств, состоянием дорожного покрытия, планом и профилем дороги. Единственным ограничением применения данного способа является прямолинейное перемещение центра тяжести транспортных средств после столкновения.

Для того чтобы предварительно определить силы, действующие на автомобиль после столкновения и определяющие его траекторию движения, необходимо определить были ли заблокированы колеса транспортных средств после столкновения или нет. В.Н. Ивановым предложены схемы скоростей и сил трения при перемещении автомобилей с заблокированными и незаблокированными после столкновения колесами (рис.6) [8].

При движении автомобиля после столкновения с незаблокированными колесами тормозящие силы перпендикулярны плоскости вращения колес и противоположны направлению вектора скорости скольжения автомобиля по дороге.

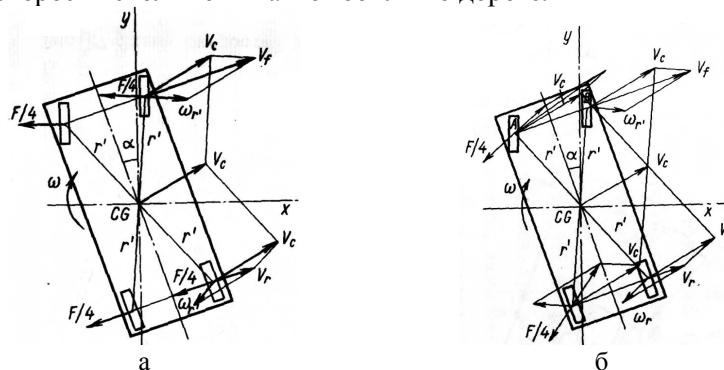


Рис. 6. Схема скоростей и сил трения при перемещении автомобиля после столкновения: а - с незаблокированными колесами; б - с заблокированными колесами

Если равнодействующая скоростей скольжения передних колес V_f и скорость поступательного движения центра тяжести V_c направлены в одну сторону относительно автомобиля, то автомобиль испытывает ускорение поступательного перемещения. Если же V_f и V_c направлены в противоположные стороны, то автомобиль испытывает угловое замедление. При заблокированных передних колесах тормозящая сила, вызванная трением шин о поверхность дороги, направлена противоположно вектору скорости скольжения автомобиля [8].

Бесспорным является положение, что о достоверности экспертного заключения можно говорить лишь в том случае, если его выводы не противоречат установленным обстоятельствам ДТП. Проверка соответствия данных, содержащихся в материалах дела, экспертному заключению является эффективным приемом оценки достоверности проведенной экспертизы. По сути, такая проверка является одним из приемов установления достоверности тех или иных сведений с помощью «логики вещей» и «логики фактов».

Апробация предлагаемого метода определения места столкновения на базе Восточно-Казахстанской региональной научно-производственной лаборатории судебной экспертизы дала положительные результаты. При оценке экспертных заключений, выполненных на основе этого метода, органы следствия и суд установили соответствие выводов экспертов объективно существующим фактам, реальным отношениям, имевшим место в конкретном ДТП. Таким образом, имеет место объективное соответствие результатов предлагаемого моделирования реальному положению вещей.

Вопрос о научной обоснованности выводов эксперта занимает центральное место в оценке заключения любой, в том числе транспортно-трассологической, экспертизы. Например, М.П. Шаламов в работе «Теория улики» отмечал, что научное обоснование заключения экспертизы – это необходимое условие его достоверности. Необходимо отметить, что механика – одна из основных глав физики, является наукой о движении макротел в пространстве. Законы механики позволяют с исключительной точностью заранее вычислять параметры, характеризующие движение и равновесие твердых, жидких и газообразных тел. Механика имеет отношение ко всем явлениям природы и

творениям техники, ко всем естественным научным дисциплинам. По существу, ни одно явление природы не может быть в должной мере понято без уяснения его механической стороны, и ни одно творение техники нельзя создать, не принимая во внимание те или иные механические закономерности. В предлагаемом методе (в механике) «подмена» реальных, но не зафиксированных, следов траекторией движения называется построением модели. На модели можно изучать механизм любого явления, в том числе и ДТП. Таким образом, предлагаемый метод определения места столкновения научно обоснован.

Как отмечалось выше, сейчас имеет место период становления и развития качественно новой экспертизы, которая изучает и наиболее полно, всесторонне выявляет различные особенности ДТП, имеющие значение для его расследования. Перспективы развития любого рода судебной экспертизы, в том числе и транспортной трасологии, связаны с применением комплексных методов исследования, специализацией этих исследований по видам и синхронизированием их результатов для обеспечения полных и всесторонних исследований. Этот метод проведения исследования вполне соответствует данному этапу. Совершенствование и развитие транспортной трасологии, базирующейся на специальных методах исследования, позволяет с большей обоснованностью и достоверностью удовлетворять потребности как судебно-следственной практики, так и страхового рынка.

Список литературы

1. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Техничко-юридический анализ причин ДТП и причинно-действующих факторов. – М.: ПРИОР, 1998. – 112 с.
2. Зуев Е.И., Капитонов В.Е. Трасологические исследования по делам о дорожно-транспортных происшествиях. – М.: ВНИИ МВД СССР, 1983. – 88 с.
3. Д. Коллинз, Д. Моррис. Анализ дорожно-транспортных происшествий. – М.: Транспорт, 1971. – 127 с.
4. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта. – Л.: Лениздат, 1984. – 304 с.
5. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. – М.: Высш. шк., 1984. – 343 с.
6. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. – М.: Транспорт, 1989. – 255 с.
7. Судебная транспортно-трассологическая экспертиза/Под руководством Х.М. Тахо-Годи. – М.: ВНИИСЭ, 1977. – 112 с.
8. Иванов В.Н. Активная и пассивная безопасность автомобилей. – М.: Высш. шк., 1974. – 388 с.

Получено: 21.03.05

УДК 656.13.05

О.А. Пшеничная
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ОЦЕНКА ДОПУСТИМОСТИ ЗАГРУЗКИ ДВИЖЕНИЕМ ВТОРОСТЕПЕННЫХ ПОДХОДОВ К НЕРЕГУЛИРУЕМОМУ ПЕРЕКРЕСТКУ

Одним из условий введения светофорного регулирования на перекрестке может служить превышение фактической загрузкой движением второстепенных подходов допустимых значений, которые обусловлены возможностью безопасного проезда перекрестка транспортными средствами.

Водители транспортных средств, прибывающие на нерегулируемый перекресток по второстепенной дороге, обязаны пропустить транспортные средства, движущиеся по главной дороге.

Допустимая интенсивность движения N_{emij}^{don} (авт./ч) в каждом направлении (налево, прямо, направо) на каждом из подходов второстепенной дороги может быть принята равной практической пропускной способности дороги (улицы) в данном направлении, составляющей 55% от теоретической пропускной способности [2]:

$$N_{emij}^{don} = 0,55 \cdot P_{emij}^{теор}, \quad (1)$$

где i - номер подхода к перекрестку;

j - номер направления дальнейшего движения транспортных средств (1- налево, 2 – прямо, 3 – направо).

Движение транспортных средств представляет собой случайный процесс, поэтому значение теоретической пропускной способности дороги (улицы) на второстепенном подходе к нерегулируемому перекрестку может быть определено как максимальная интенсивность движения, рассчитанная на основе вероятностной модели транспортного потока. Следовательно

$$N_{emij}^{don} = 0,55 \cdot N_{emij}^{max}. \quad (2)$$

Максимальная интенсивность транспортных потоков в каждом направлении движения на каждом из подходов второстепенной дороги N_{emij}^{max} представляет собой максимальное количество транспортных средств, которые могут пройти через перекресток в каждом направлении за время, складывающееся из интервалов в приоритетном транспортном потоке, превышающих приемлемые водителями для безопасного проезда перекрестка граничные значения t_{cp} . При этом предполагается, что очередь транспортных средств на второстепенном подходе постоянна и все интервалы в приоритетном потоке используются.

Значения граничных интервалов в приоритетном транспортном потоке, необходимых для безопасного проезда через перекресток транспортного средства со второстепенного подхода налево (t_{cp1}), прямо (t_{cp2}) и направо (t_{cp3}), определены нами в результате натурных наблюдений за движением транспортных средств. Значения интервалов в приоритетном транспортном потоке, принимаемые водителями при повороте налево, находятся в пределах от 5 до 8 с, при движении прямо - от 4 до 7 с, при повороте направо - от 3 до 6 с. При этом ширина проезжей части на подходах главной дороги не оказывает существенного влияния на выбор водителями транспортных средств граничного интервала. Распределение эмпирических значений граничных интервалов подчиняется нормальному закону распределения. Поэтому для расчетов могут быть приняты средние значения: $t_{cp1} = 6,5$ с, $t_{cp2} = 5,5$ с, $t_{cp3} = 4,5$ с.

Количество временных интервалов в приоритетном транспортном потоке, больших безопасного, может быть определено из выражения

$$I_{без} = N_{эл} \cdot P(t > t_{cp}), \quad (3)$$

где $N_{эл}$ – интенсивность приоритетного транспортного потока, авт./ч;

$P(t > t_{cp})$ – вероятность отсутствия помех для движения транспортных средств на подходе второстепенной дороги.

При наличии больших интервалов t_{cp} , позволяющих пропустить со второстепенного подхода более одного автомобиля, разъезд очереди транспортных средств осуществляется через промежутки времени, равные интервалам безопасности δ .

Значение интервала безопасности между транспортными средствами δ при разъезде очереди со второстепенного подхода при скорости 85 % обеспеченности, с учетом того, что транспортные потоки в городах преимущественно состоят из легковых автомобилей,

получено нами в результате обработки результатов натурных наблюдений за движением транспортных средств и может быть принято равным 2,4 с.

Таким образом, максимальная интенсивность движения в каждом направлении (прямо, налево, направо) на каждом из подходов второстепенной дороги может быть рассчитана по формуле [2]:

$$N_{\text{emi}}^{\text{max}} = N_{\text{эл}} \cdot \frac{P(t > t_{\text{эп}})}{P(t < \delta)} \quad (4)$$

Допустимая интенсивность движения в каждом направлении (прямо, налево, направо) на каждом из подходов второстепенной дороги

$$N_{\text{emi}}^{\text{don}} = 0,55 \cdot N_{\text{эл}} \cdot \frac{P(t > t_{\text{эп}})}{P(t < \delta)} \quad (5)$$

В формулах (4) и (5) $N_{\text{эл}}$ представляет собой сумму всех транспортных потоков, конфликтующих с рассматриваемым второстепенным потоком.

Для определения $P(t > t_{\text{эп}})$ необходимо знать закономерности распределения интервалов в транспортном потоке. Проведенные нами экспериментальные исследования показали удовлетворительную сходимость эмпирической функции распределения интервалов в транспортном потоке с функцией распределения экспоненциального закона:

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (6)$$

Вероятность наличия в каждом из приоритетных транспортных потоков интервала больше необходимого для безопасного проезда перекрестка транспортным средством со второстепенного подхода выражается формулой:

$$P(t > t_{\text{эп}}) = e^{-\lambda \cdot t_{\text{эп}}} \quad (7)$$

где λ – интенсивность приоритетного транспортного потока, авт./с.

С учетом экспоненциального распределения интервалов в транспортном потоке формула (5) примет вид:

$$N_{\text{emi}}^{\text{don}} = 0,55 \cdot N_{\text{эл}} \cdot \frac{e^{-\lambda \cdot t_{\text{эп}}}}{1 - e^{-\lambda \delta}} \quad (8)$$

Второстепенные транспортные потоки на нерегулируемых перекрестках конфликтуют чаще всего не с одним, а с несколькими приоритетными потоками, движущимися в различных направлениях. Рассмотрим порядок расчета вероятности отсутствия помех для второстепенного транспортного потока $P(t > t_{\text{эп}})$ при проезде через нерегулируемый перекресток, не оборудованный разделительной полосой на подходах.

При движении транспортного средства со второстепенного подхода *направо* оно конфликтует только с транспортными средствами, движущимися с ближнего к нему подхода главной дороги в прямом направлении (рис. 1, а). Допустимая интенсивность движения в *правоповоротном направлении* на каждом из подходов второстепенной дороги на нерегулируемом перекрестке может быть рассчитана по формуле (8) при $t_{\text{эп}} = 4,5$ с.

4

1

4

1

4

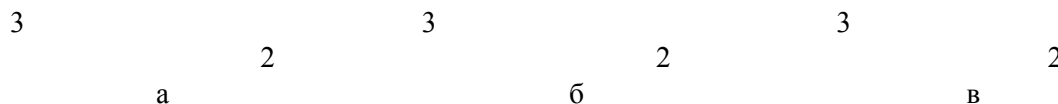


Рис. 1. Схемы взаимодействия второстепенных транспортных потоков с приоритетными при движении через нерегулируемый перекресток: а) направо; б) прямо; в) налево. Подходы 1 и 3 – главная дорога, 2 и 4 – второстепенная дорога.

Движение транспортных средств со второстепенного подхода *прямо* осуществляется в условиях конфликта с транспортными потоками, движущимися с обоих подходов главной дороги прямо и налево (рис. 1б). Поэтому для проезда через перекресток транспортного средства со второстепенного подхода в прямом направлении необходимо наличие интервала больше безопасного одновременно во всех транспортных потоках, движущихся с обоих подходов главной дороги прямо и налево:

$$P(t > t_{zp}) = p_1(t > t_{zp}) \cdot p_2(t > t_{zp}). \quad (9)$$

$$P(t > t_{zp}) = e^{-\lambda_1 t_{zp}} \cdot e^{-\lambda_2 t_{zp}} = e^{-(\lambda_1 + \lambda_2) t_{zp}}, \quad (10)$$

где λ_1 – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с ближнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./с;

λ_2 – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с дальнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./с.

Таким образом, показатель допустимой интенсивности движения в прямом направлении на каждом из подходов второстепенной дороги на нерегулируемом перекрестке без разделительных полос может быть рассчитан по формуле (5) с учетом выражения (10) при $t_{zp} = 5,5$ с. При этом

$$N_{zl} = N_{zl1} + N_{zl2}, \quad (11)$$

где N_{zl1} – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с ближнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./ч;

N_{zl2} – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с дальнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./ч.

Рассмотрим теперь возможность поворота *налево* на нерегулируемом перекрестке транспортного средства со второстепенного подхода. Поворот со второстепенного подхода налево осуществляется в условиях конфликта с транспортными потоками, движущимися с обоих подходов главной дороги прямо и налево, а также с транспортным потоком, движущимся с противоположного второстепенного подхода прямо (рис. 1, в).

В случае отсутствия разделительной полосы на подходах главной дороги для поворота транспортного средства со второстепенного подхода налево необходимо наличие интервала больше безопасного одновременно во всех вышеперечисленных приоритетных по отношению к нему транспортных потоках. То есть, вероятность отсутствия помех для движения транспортного средства со второстепенного подхода налево в случае отсутствия разделительной полосы на подходах главной дороги представляет собой произведение вероятностей наличия интервалов более граничного во всех приоритетных потоках, движущихся с обоих подходов главной дороги, а также в транспортном потоке, движущимся с противоположного второстепенного подхода прямо.

щаемся с противоположного второстепенного подхода прямо (включая движение трамваев):

$$P(t > t_{ep}) = p_1(t > t_{ep}) \cdot p_2(t > t_{ep}) \cdot p_3(t > t_{ep}), \quad (12)$$

$$P(t > t_{ep}) = e^{-(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3)t_{ep}}, \quad (13)$$

где λ_1 – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с ближнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./с;

λ_2 – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с дальнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./с.

λ_3 – интенсивность транспортного потока, движущегося с противоположного второстепенного подхода прямо, авт./с.

Таким образом, показатель допустимой интенсивности движения в левоповоротном направлении на каждом из подходов второстепенной дороги на нерегулируемом перекрестке без разделительных полос может быть рассчитан по формуле (5) с учетом выражения (13) при $t_{ep} = 6,5$ с. При этом

$$N_{\Sigma 1} = N_{\Sigma 11} + N_{\Sigma 12} + N_{\Sigma 13}, \quad (14)$$

где $N_{\Sigma 1}$ – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с ближнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./ч;

$N_{\Sigma 12}$ – суммарная интенсивность транспортных потоков, движущихся с дальнего по отношению к второстепенному транспортному средству подхода главной дороги прямо и налево, авт./ч;

$N_{\Sigma 13}$ – интенсивность транспортного потока, движущегося с противоположного второстепенного подхода прямо, авт./ч.

На рис. 2 представлены зависимости допустимой удельной (по одной полосе) интенсивности движения транспортных средств со второстепенного подхода к перекрестку в левоповоротном $N_{\Sigma 11}^{доп}$, прямом $N_{\Sigma 12}^{доп}$ и правоповоротном $N_{\Sigma 13}^{доп}$ направлениях от суммарной интенсивности конфликтующих приоритетных транспортных потоков $N_{\Sigma 1}$ при отсутствии разделительной полосы, рассчитанные по формуле (5).

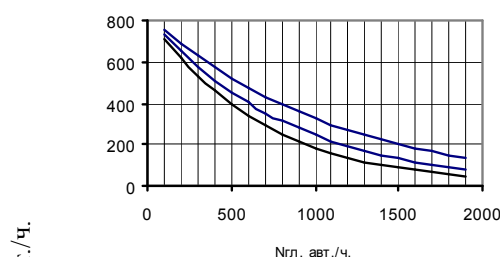


Рис. 2. Зависимости допустимой удельной интенсивности движения транспортных средств со второстепенного подхода к перекрестку в левоповоротном (верхняя кривая), прямом (средняя кривая) и правоповоротном (нижняя кривая) направлениях от суммарной интенсивности конфликтующих приоритетных транспортных потоков $N_{\Sigma 1}$ при отсутствии разделительной полосы

мой удельной интенсивности движения транспортных средств со второстепенного подхода к перекрестку в левоповоротном (нижняя кривая), прямом (средняя кривая) и правоповоротном (верхняя кривая) направлениях от суммарной интенсивности конфликтующих приоритетных транспортных потоков $N_{\Sigma 1}$ при отсутствии разделительной полосы

Для того чтобы определить, превышает ли фактическая загрузка второстепенных подходов к нерегулируемому перекрестку допустимые значения, необходимо рассчитать допустимые интенсивности движения с каждого из второстепенных подходов в каждом направлении движения, определить отношение фактической загрузки перекрестка движением к допустимой и сравнить его с единицей.

Значение отношения фактической загрузки перекрестка движением к допустимой на i -м второстепенном подходе к перекрестку может быть определено по формуле:

$$\frac{N_{\text{факт}}^{\text{факт}}}{N_{\text{доп}}^{\text{доп}}} = \frac{N_{\text{факт}}^{\text{факт}}}{N_{\text{доп}}^{\text{доп}}} + \frac{N_{\text{факт}}^{\text{факт}}}{n \cdot N_{\text{доп}}^{\text{доп}}} + \frac{N_{\text{факт}}^{\text{факт}}}{N_{\text{доп}}^{\text{доп}}}, \quad (15)$$

где $N_{\text{факт}}^{\text{факт}}$, $N_{\text{факт}}^{\text{факт}}$, $N_{\text{факт}}^{\text{факт}}$ – фактическая интенсивность транспортных потоков, движущихся со второстепенного подхода соответственно налево, прямо и направо;

$N_{\text{доп}}^{\text{доп}}$, $N_{\text{доп}}^{\text{доп}}$, $N_{\text{доп}}^{\text{доп}}$ – допустимая интенсивность транспортных потоков, движущихся со второстепенного подхода, соответственно налево, прямо и направо;

n – число полос движения на подходе к перекрестку.

При этом, в качестве фактической интенсивности транспортных потоков на каждом из подходов следует принимать интенсивность движения в период часа пик в физических единицах (авт./ч), скорректированную с учетом годовой неравномерности движения:

$$N_i^{\text{факт}} = \frac{N_i^{\text{мес}}}{\kappa_2}, \quad (16)$$

где $N_i^{\text{мес}}$ – полученная в результате натурных наблюдений интенсивность транспортных потоков на i -м подходе к перекрестку в определенном месяце года, авт./ч;

κ_2 – коэффициент годовой неравномерности транспортных потоков.

Значения коэффициентов годовой неравномерности, полученные при обработке результатов натурных наблюдений, приведены в таблице:

месяц	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
κ_2	0,8	0,8	0,8	1,0	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,0	0,8	0,8

Если отношение фактической загрузки перекрестка движением к допустимой на обоих второстепенных подходах к перекрестку превышает единицу, то на данном перекрестке необходимо введение светофорного регулирования. Как временная мера повышения пропускной способности перекрестка может быть рекомендовано запрещение левого поворота со второстепенного подхода, загрузка которого превышает допустимую.

Список литературы

1. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие для вузов. Изд. 7-е, стер. – М.: Высш. шк., 2000. – 479 с.: ил.
2. Лобанов Е.М. Транспортная планировка городов: Учеб. для вузов. – М.: Транспорт, 1990. – 240 с.

Получено 05.01.05.

УДК 656.212

С.Ш. Сарбаев

КазАТК, г. Алматы

ОПТИМИЗАЦИЯ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ГРУЗОВЫМИ ОПЕРАЦИЯМИ В ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

При решении задач оптимизации управления грузовыми операциями предварительно в технологии работ различных видов транспорта в узле возникают вопросы, которые решающим образом влияют на управление перевозочным процессом и в то же время по уже имеющимся информационным данным поддаются математическому описанию.

Главным в стыках различных видов транспорта является необходимость правильного сочетания эффективного использования вагонов, автомобилей и других транспортных единиц с целью получения максимального экономического эффекта и повышения производительности труда. В связи с этим оперативное планирование работ должно проводиться не с ведомственной позиции одного какого-либо вида транспорта, как это сейчас имеет место при применении математических методов на станциях, в портах и в автомобильных хозяйствах, а с государственной точки зрения, обеспечивающей оптимальное использование всех видов транспорта.

Одним из наиболее важных и в первую очередь поддающихся автоматизации управления участков стыка всех видов транспорта являются контейнерные пункты. Контейнеризация с использованием таких средств, как контейнеры, контрейлеры, капсулы-контейнеры, пакеты-поддоны и т.д., является средством, которое служит основой полной автоматизации управления перевозками многих грузов, увязывающим в единую транспортную систему все виды транспорта.

Анализ процесса контейнерных перевозок в транспортных узлах (на грузовых станциях и в автохозяйствах) показывает, что величина транспортных издержек в основном зависит от ритмичности в организации завоза и вывоза грузов, уровня организации погрузочно-разгрузочных работ на станции и у клиентуры, качества работы автомобильного транспорта и от четкости организации грузовых операций в пунктах погрузки и выгрузки у грузовладельцев.

В данном случае задача заключается в выборе минимального значения функций по формуле:

$$F = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} C_{ij} x_{ij}, \quad (1)$$

где G_{ij} - расстояние от каждого грузополучателя до каждого грузоотправителя (i - номер грузополучателя, j - номер грузоотправителя);

x_{ij} - число рейсов автотранспорта при вывозе и завозе грузов по прямому варианту из вагонов и из складов станции между пунктами разгрузки и погрузки автомашин;

n – число грузополучателей;

m – число грузоотправителей.

Таким образом, задача состоит в составлении такого плана завоза и вывоза грузов на станцию, при котором объем вывоза грузов будет наибольшим, а порожний пробег автомашин и простои вагонов – наименьшими.

На основании хронометражных данных отдельных операций перевозочного процесса в транспортном узле можно подробно проанализировать все локальные узлы системы, определить зависимости между технологическими операциями, выявить ограничивающие условия и факторы.

При моделировании процессов в транспортных узлах все факторы и зависимости невозможно отразить, так как это значительно усложнит модель и затруднит ее использование, поэтому некоторые элементы процесса опускаются, например продолжительность движения автотранспорта от диспетчерского пункта станции до контейнерной площадки и контрольно-пропускного пункта. Часть элементов процесса выполняется параллельно: оформление документов и погрузочно-разгрузочные операции.

Математическая модель новой технологии контейнерных перевозок в узле состоит из двух частей: перевозки от железнодорожной станции до опорного пункта и от него до грузовладельца.

С целью оптимизации планирования грузовых операций необходимо решить вопрос предварительной информации о подходе грузов. Можно начать хотя бы с сообщения получателям даты погрузки в их адрес групп вагонов и предполагаемого времени их прибытия. В будущем необходимо по каждому вагону организовать обмен такой информации. Решающую роль в этом окажут создаваемые вычислительные центры на всех видах транспорта, совершенствование оргсвязи и схем комплексной информации.

Эффективность применения методов оптимизации перевозочного процесса в транспортных узлах связана с ускорением оборота вагонов и автомобилей за счет сокращения порожних рейсов и улучшения использования их грузоподъемности. Системы перевозок в узле характеризуются своим функциональным назначением. Они используются для прерывного (дискретного) перемещения транспортных единиц (ТЕ) между отдельными пунктами выхода E_i , $i = 1, \dots, n$ и пунктами входа A_j , $j = 1, \dots, m$. (рис.1). В общем случае такие системы выполняют одновременно ряд функций - транспортных операций, число которых может достигать nm :

$$E_i \rightarrow A_j; i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, m. \quad (2)$$

Степень загрузки транспортной системы может быть определена в данный момент времени t с помощью матрицы грузопотока

$$\Delta = (\lambda_{ij}) = [\lambda_{ij}(t)]TE. \quad (3)$$

Элементы λ_{ij} матрицы грузопотока эквивалентны интенсивности грузопотока между пунктами E_i и A_j или производительности в единицу времени. С помощью матрицы грузопотока можно определить относительную частоту транспортных операций:

$$P_{ij} = \frac{\lambda_{ij}}{\lambda}. \quad (4)$$

Она выражает собой частоту событий $E_i \rightarrow A_j$, отнесенную к общему числу событий:

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \lambda_{ij}. \quad (5)$$

При нестабильной загрузке транспортной системы, т.е. для матрицы грузопотока, зависящей от времени, относительная частота транспортных операций, как правило, является переменной.

Транспортные системы в общем случае состоят из N_i связанных между собой транспортных элементов, транспортных единиц и систем управления транспортным процессом. К транспортным элементам относятся соединительные или участковые элементы, например различные средства для горизонтального перемещения грузов, рельсовые пути или транспортные маршруты, элементы разветвления или соединения грузопотоков: различные типы стрелочных переводов, загрузочные и разгрузочные устройства и др. Все

грузопотоки проходят через распределительную (конфликтную) зону К.

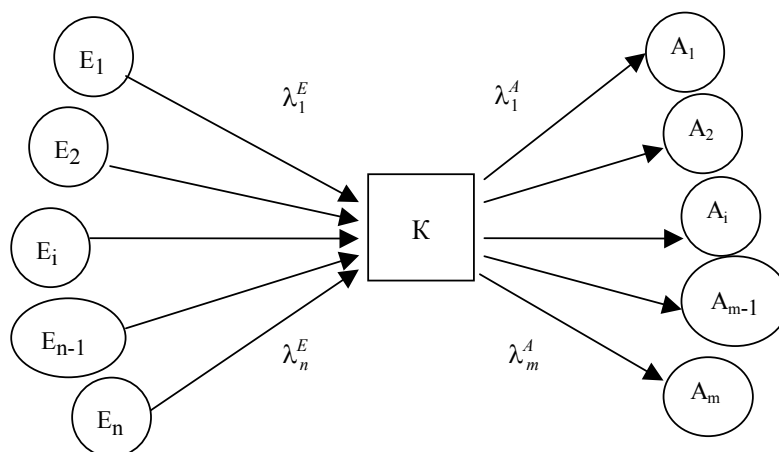


Рис.1. Схема распределения потоков в узле

Под транспортной единицей понимается наименьший объект, самостоятельно перемещающийся между отдельными элементами транспортной сети. Как правило, транспортная единица состоит из одной или нескольких грузоединиц и одного транспортного средства.

Ежедневно со складов грузовых узловых станций дорог автомобилями вывозится большое число различных тарно-штучных грузов. При этом необходимо вывезти как можно большее количество грузов в условиях обычно ограниченных транспортных возможностей. Личный опыт диспетчера, планирующего централизованный вывоз, не позволяет ему использовать все возможности планирования в полной мере. Для этого ему потребовалось бы организовать получение и проанализировать за короткое время такое множество разного рода данных, связанных сложными соотношениями, которое не под силу переработать ни одному даже очень опытному работнику.

Такой анализ может привести к наилучшему и обоснованному решению лишь в случае применения специальных математических методов – методов линейного программирования.

Задача формулируется следующим образом: требуется организовать работу в транспортном узле так, чтобы дневной (сменный) вывоз грузов со станции был максимальным. При планировании перевозок грузов в контейнерах, когда объем вывоза определяется числом вывезенных контейнеров, а не массой грузов, очевидная цель диспетчера состоит в такой организации перевозочного процесса, чтобы порожний пробег автомашин был минимальным.

Иной подход к проблеме существует при перевозке тарно-штучных грузов, поскольку в этом случае задача заключается в вывозе максимального количества тарно-штучных грузов различной массы на машинах определенной грузоподъемности.

При наличии на складах n видов грузов для доставки m -му количеству грузополучателей автомобилями R типов и весом грузов Q_{ij} , можно решить задачу оптимального вывоза грузов автотранспортом. Необходимо дополнительно обозначить вес груза j -го вида, который можно перевезти на автомобиле R -й марки грузополучателю, через C_{ijR} , а неизвестное количество автомобилей R -й марки – через Z_{ijR} . Тогда требуется найти такие зна-

чения переменных Z_{ijR} , при которых функция цели (количество вывезенных на автомашинах всех родов грузов) достигает максимума:

$$F = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \sum_{R=1}^r C_{ijR} Z_{ijR} = \max \quad (6)$$

при условиях:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n Z_{ijR} \leq N_R; \quad R=1,2,\dots,r, \quad (7)$$

$$\sum_{R=1}^r C_{ijR} Z_{ijR} \leq Q_{ij}, \quad i=1,2,\dots,m, \quad j=1,2,\dots,n, \quad (8)$$

$$Z_{ijR} \geq 0, \quad i=1,2,\dots,m, \quad j=1,2,\dots,n, \\ R=1,2,\dots,r. \quad (9)$$

Неравенство (7) налагает ограничение: суммарное количество автомашин R-й марки, потребное для перевозки всех видов грузов всем грузополучателям, не должно превышать того количества автомашин, которое находится в распоряжении товарной станции.

Неравенство (8) выражает условие соответствия наличного количества грузов грузовой станции тому количеству грузов, которое будет перевезено на автомашинах всех R марок. Действительно, масса перевезенных автомобилями грузов не может превышать массу грузов, имеющихся на станции. Неравенство (9) ставит условие неотрицательности решений задачи.

Для численного решения этой задачи надо заменить переменные с тремя индексами на двухиндексные, заменой пары индексов на ε по формуле

$$\varepsilon = i + m(j-1).$$

При этом индекс ε принимает все целочисленные значения от 1 до mn , когда индексы i и j пробегает целочисленные значения соответственно от 1 до m и от 1 до n .

Тогда:

$$Z_{ijR} = x_{\varepsilon R}; \quad C_{ijR} = C_{\varepsilon R}; \quad Q_{ij} = Q_{\varepsilon}. \quad (10)$$

После такого преобразования переменных задача будет формулироваться таким образом.

$$\text{Найти } F = \sum_{\varepsilon=1}^{mn} \sum_{R=1}^r C_{\varepsilon R} x_{\varepsilon R} = \max$$

при условии, что

$$\sum_{\varepsilon=1}^{mn} x_{\varepsilon R} \leq N_{R_{\varepsilon}}; \quad R=1,2,\dots,r; \quad \sum_{R=1}^r C_{\varepsilon R} x_{\varepsilon R} \leq Q_{\varepsilon}; \quad \varepsilon=1,2,\dots,mn; \quad x_{\varepsilon R} \geq 0; \quad \varepsilon=1,2,\dots,mn, \quad R=1,2,\dots,r. \quad (11)$$

Такую методику можно применить для решения важных задач оперативного управления грузовыми операциями.

Список литературы

1. Белов И.В., Каплан А.В. Математические методы в планировании на железнодорожном

- транспорте. – М.: Транспорт, 1992.
2. Единая транспортная система/Под ред. В.Г.Галабурды. – М.: Транспорт, 2001.

Получено 18.01.05.

УДК 621.01

А.К. Тулешов

КазНУ им. аль-Фараби, Алматы

К.К. Толубаева

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

Е. Жаменкеев

АГУ им. Абая, г. Алматы

СИНТЕЗ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА, НАПРАВЛЯЮЩЕГО ЛОПАСТИ ГИДРОТУРБИНЫ

В энергетике на основе роторных систем спроектированы многие виды гидротурбин и ветротурбин. Повышение производительности гидротурбины карусельного типа связано с ориентацией лопастей по направлению потока воды. В статье предлагается конструкция гидротурбины с самоориентирующимися лопастями на базе зубчато-рычажного механизма. В результате получается роторная гидротурбина с существенным смещением центра тяжести. На основе математического моделирования были получены уравнения динамики роторной гидротурбины с самоориентирующимися лопастями.

Анализ положений лопастей, на которые могут наиболее оптимально воздействовать потоком воды, показал, что если одна точка лопасти движется по окружности, то другая ее точка вычерчивает кривую, называемую улиткой Паскаля.

Перспективным является конструкция гидротурбины с лопастями, ориентированными под водой на базе четырехзвенника [1], основанная на зубчато-рычажном механизме, который представлен на рис. 1. Механизм состоит из четырехзвенника ОАВД, на котором установлены зубчатое колесо 5, жестко закрепленное с шатуном 2, и колесо-лопасть с центром в точке С, принадлежащей кривошипу-гидротурбине 1.

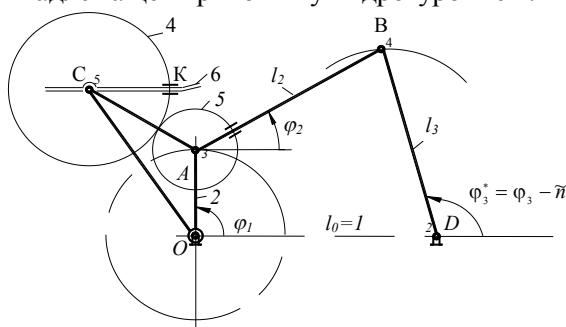


Рис. 1. Зубчато-рычажный механизм

Положение лопасти имитирует отрезок СК, где траектория точки К является улиткой Паскаля, а точка С вычерчивает окружность. При этом радиусы зубчатых колес 4 и 5 находятся в соотношении $r_4/r_5 = 0,5$, при этом колесо 4 вращается относительно кривошипа 1, колесо 5 закреплено к шатуну 2 рычажного механизма.

Приведем методику синтеза зубчато-рычажного механизма, реализующего улитку Паскаля. Для этого получим основные соотношения между геометрическими параметрами механизма. Напишем уравнения кинематики четырехзвенного механизма, которые связывают угловые положения φ_i , $i=2,3,4,5,6,7$ и постоянные длины звеньев r, l_2, l_3, l_0

$$\begin{aligned} f_1 &= r \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 - l_0 = 0, \\ f_2 &= r \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Решения уравнений (1) записываются как

$$\varphi_2^{(1,2)} = \pm \arccos \frac{-l_2^2 - L^2 + l_3^2}{2l_2^2 L} + \gamma, \quad (2)$$

$$\varphi_3^{(1,2)} = \pm \arccos \frac{-l_3^2 - L^2 + l_2^2}{2l_3 L} + \gamma. \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{(-r \cos \varphi_1 + l_0)^2 + r^2 \sin^2 \varphi_1}, \\ \gamma &= \arctg \frac{r \sin \varphi_1}{-r \cos \varphi_1 + l_0}, \end{aligned} \quad (4)$$

при этом $r \cos \varphi_1 \neq l_0$.

Передаточные функции механизма будут равны:

$$\Pi_{21} = \frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad \Pi_{31} = -\frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \quad (5)$$

при этом справедливы соотношения между угловыми скоростями

$$\omega_2 = \Pi_{21} \omega_1 \quad \text{и} \quad \omega_3 = \Pi_{31} \omega_1. \quad (6)$$

Далее определим передаточную функцию зубчатой передачи, используя метод обращения движения. Придадим вращению всей системе угловую скорость равную $-\omega_1$, тогда звено 1 остановится, а остальные звенья будут иметь скорость $\omega_{i1} = \omega_i - \omega_1$, $i = 2, 3$.

Колесо 5 жестко связано со звеном 2 и имеет угловую скорость, равную $\omega_{21} = \omega_2 - \omega_1 = \dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1$, а звено 4 вращается с угловой скоростью $\omega_{r1} = \omega_r - \omega_1 = \dot{\varphi}_r - \dot{\varphi}_1$, при этом вращение колес происходит относительно «неподвижных» осей. Значит, передаточная функция равна

$$\Pi_{s4}^{(1)} = -\frac{\omega_{21}}{\omega_{r1}} = -\frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\varphi_r - \varphi_1}. \quad (7)$$

Сократим отношение скоростей на $\dot{\varphi}_1$, тогда, с учетом (5) имеем

$$\Pi_{s4}^{(1)} = -\frac{\Pi_{21} - 1}{\Pi_{41} - 1} \quad (8)$$

где $\Pi_{41} = \dot{\varphi}_r / \dot{\varphi}_1$.

Для того чтобы точка рабочего колеса 4 вычерчивала улитку Паскаля и само колесо работало как лопасть, по аналогии с двухзвенной кинематической цепью [1], необходимо соблюдение следующих условий: $\dot{\varphi}_r = -2\dot{\varphi}_1$, т.е. $\Pi_{41} = -2$.

$$\Pi_{s4}^{(1)} = -\frac{\Pi_{21} - 1}{3}. \quad (9)$$

Это передаточное число должно быть постоянно и равно

$$P_{54}^{(1)} = -\frac{P_{21} - 1}{3} = -\frac{z_4}{z_5}, \quad (10)$$

где z_4, z_5 - числа зубьев колес.

Получается, что при синтезе механизма должно выполняться соотношение:

$$P_{21} = \frac{r \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} = 3 \frac{z_4}{z_5} + 1 = \text{const}. \quad (11)$$

Рассматриваемый зубчато-рычажный механизм на базе четырехзвенника как передаточный механизм, однозначно определяется восьмью параметрами: длина четырех звеньев кривошипно-коромыслового механизма, две координаты точки С на кривошипе, расстояние СК, и отношение радиусов $\frac{r_4}{r_5} = \frac{z_4}{z_5}$ и установочный угол колеса 5 в начальном

положении механизма. Один из восьми параметров может быть выбран произвольно.

Можно написать условие существования кривошипно-коромыслового механизма [2]:

$$|1 - c| < b < 1 + ca < \min[1 - |b - c|; (b + c - 1)], \quad (12)$$

где $a = r / l_0$, $b = l_2 / l_0$, $C = l_3 / l_0$ - относительные длины четырехзвенника.

По отношению к рассматриваемому случаю, по аналогии с двухзвенной цепью [1], можно предположить, что базисное (треугольное) звено 1 будет иметь сторону $r_4 = 2r_5$.

Синтез механизма позволил установить следующие значения параметров механизма, которые представлены в таблице.

Параметры зубчато-рычажного механизма гидротурбины

ОА (мм)	ОС (мм)	АС (мм)	АВ (мм)	ВД (мм)	ОД (мм)
9	18	12	20	20	24

Конструкция гидротурбины с зубчато-рычажным механизмом поворота лопастей с поплавком имеет вид, как это показано на эскизной схеме (рис. 2). На этой схеме введены обозначения: 1-поплавок, 2- основание для крепления гидротурбины, 3 – лопасти, 5-зубчатое колесо, закрепленное с шатуном 4 четырехзвенника.

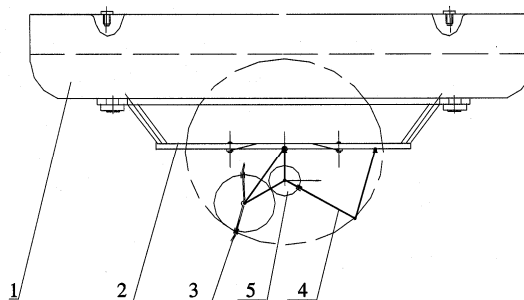


Рис. 2. Эскиз поплавковой гидротурбины с механизмом поворота лопастей

Следует отметить, что гидротурбина состоит из нескольких секций, в каждой секции по 2 лопасти, расположенные вдоль образующей цилиндра-зоны работы гидротурбины, в результате по окружности цилиндра (с торца) будет работать 6-8 лопастей гидротурбины, соответственно в 3-4 секциях.

Список литературы

1. Отчет НИР «Организация производства установочной серии микроГЭС для малых предприятий». – Инд.№ 0202РК01029. – Алматы, 2003.– 67 с.
2. Вульфсон И.И., Ерихов М.Л., Коловский М.З., Пейсах Э.Е. и др. Механика машин. /Под ред. Г.А. Смирнова – М.: Высш. шк., 1996. –511 с.

Получено 27.01.05.
