

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

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

Периодичность – 4 раза в год

2(27) 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

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

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

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

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

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н. Усреднительные склады – необходимое звено в системе «Карьер – дробиль- но-сортировочный завод»	132
ФЕДОСОВ С. В., ЩЕПОЧКИНА Ю. А., АКУЛОВА М. В., КОШЕЛЕВ Е. В. Исследование влияния пропиточных материалов на адгезионные свойства бетона с оплавленным стекловидным покрытием	138
ШУТОВ Р. З. Несущая способность шестиуголь- ной железобетонной дорожной плиты испытатель- ного полигона РУПП БелАЗ по нормальным сечениям	143

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

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

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

ГАЛЮЖИН С. Д., ГАЛЮЖИН А. С., ЛОБИКОВА О. М. Проблемы изменения климата.....	161
КОЗЫРИЦКИЙ П. А. Анализ травматизма и несчастных случаев при производстве работ на высоте	170

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

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

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

CONTENTS

TRANSPORT

ANTIPENKO G. L., SUDAKOVA V. A., SHAMBALOVA M. G. Diagnosing of vehicles mechanical transmissions by the impulse method on fixed stand	9
GALYZHIN A. S. Analysis of arrangements for cleaning compressed air of systems of mobile cars.....	17
DOUBOVİK D. A. Hypothesis of linear law of distribution of end reactions of multiaxis cars wheels and methods of its experimental basis	28
DOUBOVİK D. A. Integrated control by tangential tractive effort of driving wheels of off-road vehicles	34
EMELYANOVICH I. V., AMELCHENKO P. A., ZHUKOVSKY N. I. Explanation of aimed function of economics – mathematics model of orbital transfer vehicle on the basis of wheeled tractors.....	39
SMOLYAR A. P. The methods of experimental research of soil cutting in the laboratory conditions.....	45
TARASIK V. P., MROCHEK V. I., MROCHEK T. V. Hydraulic steering booster influence on functional properties of the trolleybus steering control	50
YASUKOVICH E. I. Development of a technique of virtual tests of course stability of six-wheeled automobiles.....	59

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

BLAGODARNAJA O. V., MINAKOV A. P. Calculation of force electromagnetic mounting system for magnetic-abrasive polishing (MAP) of sewing needles.....	70
LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. Optimization of the process of mechanical alloying at reception of high-strength nanostructural dispersion strengthened nichromes	77

LUSTENKOV M. E., MAKOVETSKY I. I. Spherical planetary ball transmissions with racetracks of various types	86
TOKMENINOV K. A., SHIROCHENKO V. A. Prospects and efficiency of heat pumps using	93
TUROMSHA V. I. Concept of high speed power cutting	101
KHABIBULIN A. I., LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. Optimization of composition, structure and characteristics of mechanically alloyed dispersion strengthened copper.....	113
KHATETOVSKI S. N. Support of surface enga- gement insensitivity to the change of their posit- ional relationship.....	122

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BEREZOVSKY S. N. Mix averaging warehouses – a necessary link in system «an open-cast mine – crush and sorting factory»	132
FEDOSOV S. V., SHCHEPOCHKINA J. A., AKULOVA M. V., KOSHELEV E. V. Analysis of impregnating materials effect on adhesive beha- vior of concrete with fritted vitreous coating	138
SHUTAU R. Z. The bearing capacity of hexagonal reinforced concrete road slab of testing area Repu- blican Unitary Production Enterprise BelAZ over normal sections.....	143

INSTRUMENT MAKING

SHILOV A. V., NOVIKOV V. A., KUSHNER A. V. Quantitative assessment of indicator patterns of de- fects at visualization of their fields on the magnetic film.....	152
--	-----

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

GALYZHIN S. D., GALYZHIN A. S., LOBIKOVA O. M. Problems of the clematis change	161
---	-----

KOZYRITSKI P. A. Analysis of traumatism and accidents at working high	170
--	-----

ELECTRICAL ENGINEERING

PARFENOVICH O. N., TRETIAKOV A. S. Elements of the theory of thermal processes of the electric motor under constructive scheme DAS with three – rotor electromecanics.....	179
--	-----

Петр Адамович Амельченко – заместитель начальника отдела тракторов и сельхозмашин ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», генеральный конструктор Минтракторосельхозмаша СССР по колесным

универсальным пропашным тракторам в 1978–1995 гг., доктор технических наук, профессор, лауреат Государственной премии Республики Беларусь и премии Совета Министров СССР, академик Российской академии транспорта.



П. А. Амельченко – известный ученый и конструктор в области тракторного и сельскохозяйственного машиностроения:

– автор теории и концепции создания семейства универсальных колесных тракторов мощностью от 5 до 150 л. с., выпускаемых Минским, Липецким, Владимирским, Кишиневским, Южным, Ташкентским, Кутаисским заводами и Харьковским заводом тракторных самоходных шасси с общим выпуском более 250 тыс. тракторов в год;

– автор научных положений по формированию наборов и комплексов сельскохозяйственных машин для воз-

делывания основных пропашных культур (картофеля, свеклы, кукурузы, подсолнечника, хлопка, риса), машин для возделывания зерновых культур, кормоуборки, внесения органических и минеральных удобрений, транспортных работ и др. Всего более 200 наименований, агрегируемых с колесными универсальными тракторами класса 0,6...2,0;

– автор теории разработки тракторов, предназначенных для работы на склонах, и создатель гаммы горных тракторов мощностью 80...100 л. с. (всего более 10 моделей);

– под его руководством впервые в СССР создано семейство малогаба-

ритных тракторов, мотоблоков, наборов сельскохозяйственных машин и орудий к ним (всего более 15 наименований). За эту работу П. А. Амельченко удостоен Государственной премии Республики Беларусь.

П. А. Амельченко – руководитель работ по повышению технического уровня серийных тракторов – создана новая кабина, трансмиссия, передний ведущий мост и улучшены внешние формы, что позволило повысить экспортный потенциал тракторов Беларуси и довести поставки на экспорт до 20 тыс. тракторов в год. Благодаря этому МТЗ вошел в пятерку лучших мировых экспортеров тракторов. За комплекс этих работ удостоен премии Совета Министров СССР.

Тракторы «Беларус», созданные под руководством П. А. Амельченко, удостоены более 20 золотых медалей на престижных международных выставках и ярмарках.

В настоящее время П. А. Амель-

ченко координирует работы по дальнейшему расширению семейства тракторов «Беларус», повышению их технического уровня и доведению экологических показателей до современных международных требований.

П. А. Амельченко опубликовано 235 научных трудов, в том числе 6 монографий (85 тыс. экз.). Он – автор 160 авторских свидетельств и патентов.

П. А. Амельченко активно участвует в научно-организационной работе, является членом научно-технического совета ОИМ НАН Беларуси, членом экспертного совета ВАК, председателем технического подкомитета по стандартизации «Тракторы и сельскохозяйственные машины» при Госстандарте Республики Беларусь. Длительное время возглавлял кафедру «Колесные тракторы» БПИ, был председателем Совета главных конструкторов заводов тракторного и сельскохозяйственного машиностроения Республики Беларусь в 1978–1995 гг.

ТРАНСПОРТ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко, канд. техн. наук, доц., В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МАШИН ИМПУЛЬСНЫМ МЕТОДОМ НА СТАЦИОНАРНОМ СТЕНДЕ

В данной работе предложена новая технология диагностирования технического состояния зубчатых зацеплений механических трансмиссий машин на стационарном приводном барабанном стенде с использованием импульсного метода, легко реализуемого микропроцессорной системой диагностики. Представлена схема реализации этого метода на основе дистанционного измерения угловых перемещений ведущего и ведомого валов трансмиссии.

Процесс технического диагностирования включает: обеспечение функционирования объекта в заданном режиме (функциональное диагностирование) или подачу тестовых воздействий на объект (тестовое диагностирование), позволяющих обнаружить дефект; измерение величины диагностических параметров; постановку диагноза на основе логической обработки полученной информации или путем сопоставления с нормативами.

Диагностирование трансмиссии осуществляется по параметрам технического состояния зубчатых зацеплений, подшипников, фрикционных элементов, синхронизаторов и элементов привода. Но ресурс трансмиссии в основном определяется состоянием зубчатых зацеплений.

Состояние зубчатых зацеплений оценивается величиной бокового износа зубьев и наличием единичных дефектов зубьев. Единичные дефекты зубьев – это сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубчатых колес коробок передач, главной передачи, колесных передач, а также раздаточных коробок, коробок отбора мощности. Появление таких дефектов является признаком скорого разрушения сборочной единицы, поскольку они вызывают появление дополнительных динамических нагрузок, превосхо-

дящих рабочие в 2...3 раза. Поэтому целесообразно отслеживать техническое состояние трансмиссии до наступления этой фазы.

Контроль технического состояния зубчатых зацеплений в настоящее время в основном осуществляется инструментальными методами, что отражается на трудоемкости получения результатов, или виброакустическими, имеющими невысокую точность диагностирования из-за влияния других виброактивных элементов, создающих помехи, влияющие на диагностические параметры. Так, для оценки величины износа боковых поверхностей зубьев наиболее приемлемым диагностическим параметром является суммарный угловой зазор в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом. Этот параметр в настоящее время определяется угломером и динамометрическим ключом, трудоемкость которого достаточно велика. Диагностическими параметрами, характеризующими наличие единичных дефектов, являются: кинематическая неравномерность вращения выходного вала, шум, удары, возрастание амплитуды напряжений. Наиболее информативным диагностическим параметром, характеризующим наличие единичного дефекта, является кинематическая неравномерность вращения выходного ва-

ла. Однако она может быть связана и с цикличностью работы самого двигателя. Поэтому измерение этого параметра целесообразно проводить на неработающей машине, т. е. на приводном стенде, исключая влияние двигателя и других элементов на точность показаний. Такие стенды широко распространены и используются для оценки технического состояния тормозных систем при проведении инспекционного контроля. Но для диагностирования трансмиссии на таком стенде необходима разработка новых методов и алгоритмов диагностирования состояния зубчатых зацеплений, оснащение ее необходимыми датчиками, связанными с компьютерной системой обработки информации.

Как видно, определять суммарный угловой зазор и кинематическую неравномерность вращения выходного вала, характеризующие техническое состояние зубчатых зацеплений трансмиссий, достаточно сложно. Поэтому необходима разработка новых подходов к диагностированию трансмиссий, ориентированных на использование современных методов и компьютерных средств.

Одним из таких подходов является использование импульсных методов, легко реализуемых современными компьютерными средствами. Они могут быть использованы как внешними, так и встроенными системами диагностирования. Для автоматизации процесса диагностирования зубчатых элементов трансмиссий по суммарному угловому зазору и кинематической неравномерности вращения ведомого вала относительно ведущего разработаны импульсные методы, защищенные патентами в Патентном ведомстве Республики Беларусь [1, 2].

Методы предполагают отслеживание относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов при передаче вращающего момента от двигателя к ведущим колесам и при тестовых воздействиях на трансмиссию, направленных на выбор суммарного углового

зазора. Для этого с ведущим валом связан датчик опорного высокочастотного сигнала, а с ведомым – датчик угла поворота выходного вала. Оценка кинематической неравномерности вращения осуществляется посредством подсчета количества опорных сигналов в каждом выходном или на нескольких выходных импульсах. Если их количество одинаково – дефектов нет. Если один из импульсов имеет меньшее число опорных, а последующий большее – имеется дефект, величина которого будет зависеть от этой разницы и места расположения дефекта в кинематической цепи трансмиссии. По периоду повторного появления дефекта можно установить, какому зубчатому колесу принадлежит дефект, поскольку период обращения у каждого колеса свой. Для этого на ведомом валу необходимо контролировать его перемещение, соответствующее периоду обращения каждого зубчатого колеса в отдельности. Это возможно в том случае, если с ведомым валом связать также высокочастотный датчик углового положения, а относительные угловые перемещения входного и выходного валов контролировать не на одном выходном, а на нескольких, соответствующих повороту конкретного зубчатого колеса на один зуб. При таком подходе более важна не аппаратная, а программная обработка результатов диагностирования, позволяющая локализовать дефект, т. е. установить принадлежность его тому или иному зубчатому колесу, а зная расположение дефекта в кинематической цепи трансмиссии, по значению диагностического параметра определять величину дефекта и его опасность для дальнейшей эксплуатации.

При диагностировании зубчатых зацеплений механической трансмиссии по суммарному угловому зазору на стационарном приводном барабанном стенде трансмиссия или стенд должны быть оснащены необходимым количеством датчиков информации об угловом положении ведущего и ведомого валов.

Эта информация направляется на плату сбора данных, выполняющую функции устройства сопряжения с датчиками и накопителя информации, а затем обрабатывается персональной ЭВМ с соответствующим программным обеспечением для постановки диагноза.

Определять угловое положение ведущего вала с помощью датчика тахометра, а ведомого – с помощью датчика спидометра, имеющихся на большинстве машин, вряд ли возможно, поскольку там применяют либо индукционные датчики, либо магнитоэлектрические, неустойчиво работающие при малых скоростях. Поэтому необходимо использовать внешние устанавливаемые датчики углового положения валов. Поскольку доступа к ведущему валу коробки передач у большинства машин нет, то местом установки датчика ведущего вала может быть шкив или шестерня, расположенные на носке коленчатого вала двигателя. Информацию об угловом положении ведомого вала можно снимать непосредственно с ведущих колес или приводного барабана стэнда.

Тестовым воздействием на трансмиссию в этом случае будет реверсирование приводных барабанов, при котором обеспечивается выбор суммарного углового зазора в трансмиссии. Определение суммарного углового зазора в

трансмиссии должно осуществляться на всех передачах. Для локализации дефекта, если суммарный угловой зазор превышает допустимый, необходима установка дополнительного датчика углового положения выходного вала коробки передач, который позволит разделить суммарный угловой зазор в трансмиссии на две составляющие – суммарные угловые зазоры в коробке передач и в главной передаче. Это разделение необходимо, поскольку суммарный угловой зазор в коробке передач однозначно характеризует износ зубьев по толщине, а в главной передаче он еще зависит и от регулировки конической (гипоидной) передачи. Поэтому заключение о техническом состоянии трансмиссии по суммарному угловому зазору, при его превышении, необходимо давать после проверки и регулировки конической (гипоидной) главной передачи.

Для диагностики трансмиссии по суммарному угловому зазору можно использовать роликовые стэнды, способные реверсировать приводные ролики. Такие стэнды производятся как в России (КИ-4856, СТМ-8000), так и многими известными фирмами (например, немецкой фирмой «МАНА» и др.). Общий вид одного из них показан на рис. 1.



Рис. 1. Роликовый тормозной стэнд для грузовых автомобилей с максимальной нагрузкой на ось до 18 т IW 7/E немецкой фирмы «МАНА»

При диагностировании трансмиссии по суммарному угловому зазору импульсным методом на точность измерения будет влиять частота сканирования показаний с первичного преобразователя угла поворота вала, установленного в том или ином месте трансмиссии при невысокой угловой скорости ведущих колес на барабанном (роликовом) стенде. Из-за невысокой скорости приводных барабанов, обеспечивающих скорость машины около 5 км/ч, штатные датчики не выдают сигнал требуе-

мого уровня, достаточного для регистрации принимающей аппаратурой. Поэтому в качестве датчиков углового положения валов хорошо использовать фотоэлектрические энкодеры, уровень выходного сигнала которых всегда постоянен и не зависит от относительной скорости. Фотоэлектрические энкодеры (рис. 2) имеют приводные валы, из-за чего возникают трудности установки датчиков на входном и выходном валах коробки передач и ведущих колесах машины.



Рис. 2. Фотоэлектрические датчики угловых перемещений (энкодеры)

Лучшим решением для данных условий является использование оптических датчиков, работающих по методу отражения, которые предназначены для дистанционного измерения скорости и считывания штрихкодов. Такие датчики удобны для генерирования сигнала углового положения входного вала коробки передач (от носка коленчатого вала) и сигнала углового положения ведущего колеса. Их принцип работы показан на рис. 3. Датчики интегрируют в одном корпусе инфракрасный (ИК) излучатель и ИК фотоприемник, которые закреплены в корпусе под определенным углом. Угол пересечения оптических полей излучателя и приемника составляет рабочую область датчика. Если в нее попа-

дает объект, на фототранзистор поступает отраженный сигнал, что приводит к увеличению выходного тока. Как правило, такие датчики имеют малое рабочее расстояние срабатывания. Преимущество этого датчика в том, что он может работать на расстоянии до 12 мм и имеет широкий диапазон рабочих температур от -40 до +85 °С.

Для получения сигнала с выхода коробки передач машины можно применять и оптический датчик меток, если метки располагать на торце фланца карданного вала. Он представляет собой лазерный излучатель, направляемый на ленту с метками, от которой отраженный сигнал регистрируется приемником, находящимся в этом же корпусе.

Данный датчик может работать как в горизонтальном, так и в вертикальном положении, считывать до 10 000 меток в секунду и располагаться на расстоянии до 40 мм, что вполне достаточно для определения углового положения карданного вала на выходе коробки передач. Датчик оптических меток будет располагаться под машиной непосред-

ственно возле карданного вала, дистанционно считывая метки, которые будут нанесены на ленте, закрепленной вокруг фланца кардана. Общий вид такого датчика показан на рис. 4.

Размещение датчиков для диагностирования механической трансмиссии автомобиля ЗИЛ-5301 показано на рис. 5.



Рис. 3. Принцип работы оптического датчика скорости, работающего по методу отражения



Рис. 4. Оптический датчик меток КТ5-2

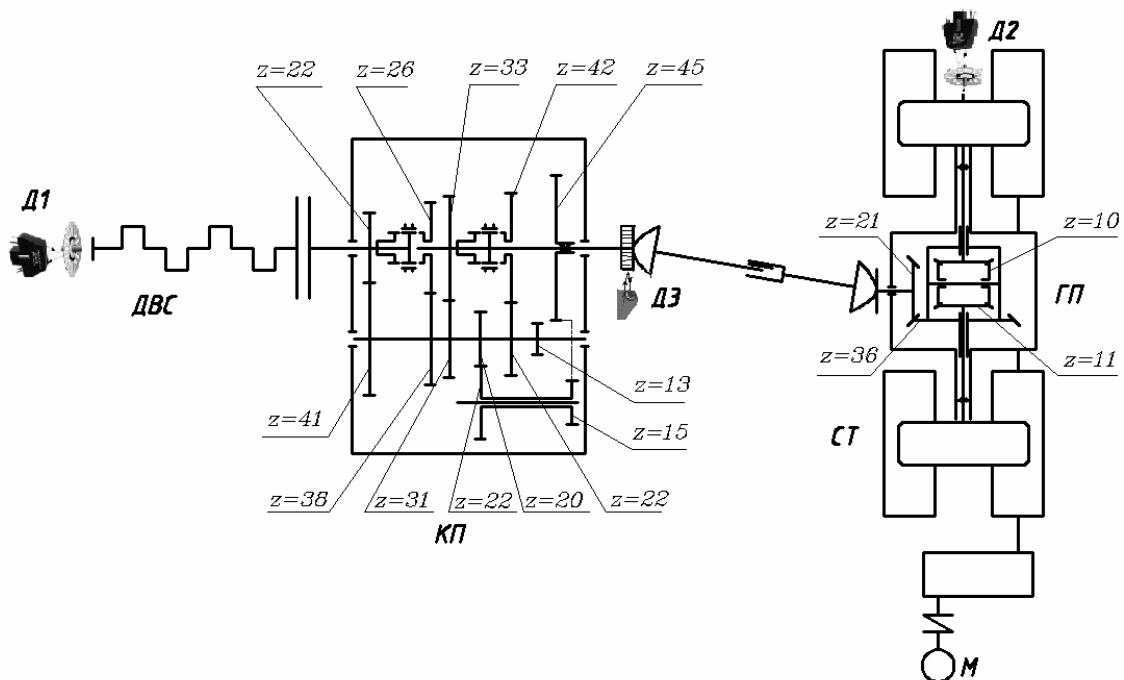


Рис. 5. Схема диагностирования механической трансмиссии автомобиля ЗИЛ-5301 на барабанном стенде

Для определения суммарного углового зазора на стенде необходимо подать на трансмиссию тестовое воздействие. В данном случае тестовым воздействием будет реверсирование стенда. Это значит, что к ведущим колесам подводится вращающий момент от барабанов стенда сначала в одну сторону, а затем в другую, т. е. стенд реверсируется. После реверсирования движения выходной сигнал (с носка коленчатого вала) будет отсутствовать некоторое время из-за наличия угловых зазоров в

зубчатых зацеплениях, а на входе (с ведущего колеса) будут подсчитываться импульсы за тот промежуток, пока не появятся импульсы выходного сигнала. По количеству импульсов и времени появления входных импульсов можно судить о величине суммарного углового зазора трансмиссии. Схема выбора зазора в зубчатых зацеплениях трансмиссии при диагностировании их импульсным методом на барабанном стенде показана на рис. 6.

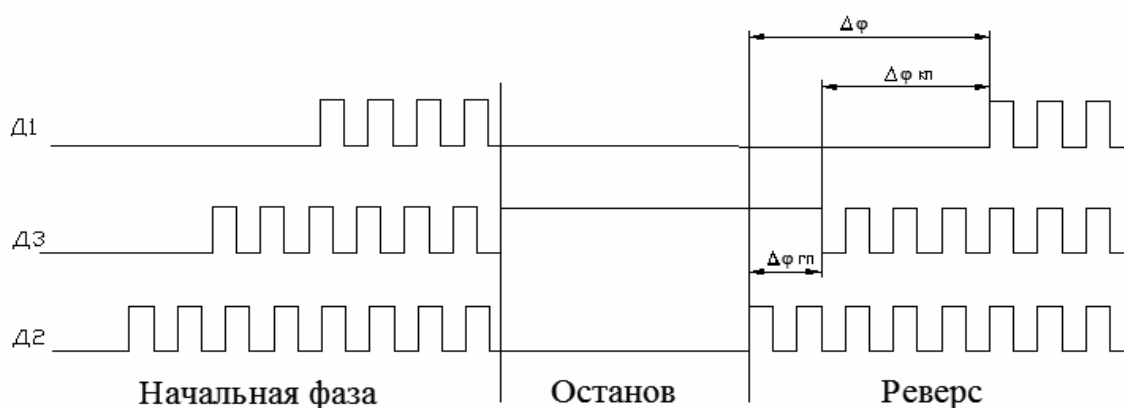


Рис. 6. Схема определения суммарного углового зазора в трансмиссии на барабанном стенде с использованием импульсного метода

На отрезке «начальная фаза» отражены показания с датчиков при выборе зазоров в зубчатых зацеплениях от произвольного состояния трансмиссии при вращении барабанов стенда в одну сторону. На отрезке «останов» стенд выключают. На отрезке «реверс» производится реверсирование вращения барабанов, а следовательно, и выбор зазоров в главной передаче $\Delta\varphi_{гп}$, в коробке передач $\Delta\varphi_{кп}$ и во всей трансмиссии $\Delta\varphi$, а по показаниям датчиков легко определить их величину. Этот подсчет и определение зазоров, а также расчет номинальных и предельных зазоров реализуется с помощью компьютерных программ с выдачей протокола диагностирования.

Точность определения суммарного углового зазора на стенде будет зави-

сеть от правильно подобранных частот входного и выходного сигналов, приходящихся на один оборот вала исследуемой сборочной единицы. Задавшись точностью определения суммарного углового зазора, равной $0,5^\circ$, частота генерирования выходного сигнала за один оборот носка коленчатого вала составит:

$$N_{\text{вых}} = \frac{360^\circ}{0,5^\circ} = 720 \text{ импульсов.}$$

Разрешающая способность датчиков, работающих по методу отражения, составляет до 0,1 мм между штрихами. Следовательно, минимальный диаметр отражающего диска, предназначенного для установки на носок коленчатого вала, учитывая, что импульс должен содержать темный и светлый штрихи, будет равен:

$$d_{\text{кв}} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot 720}{3,14} = 46 \text{ мм.}$$

Для того чтобы определить необходимую разрешающую способность датчика, устанавливаемого на выходе коробки передач, необходимо знать разницу между номинальным и предельным зазорами зацеплений высшей ступени. В этом промежутке должно уместиться как минимум 4 импульса, чтобы можно было различать величину износа зубьев в 25; 50; 75 и 100 %. Вычислив, что на прямой передаче коробки ЗИЛ-5301 номинальный зазор составляет 0,5 град, а предельный – 1,02 град, следует, что на выходном фланце коробки передач должна быть наклеена лента, содержащая $N_{\text{кп}}$ штрихов, определяемых из выражения

$$N_{\text{кп}} = \frac{360^\circ}{J_{\text{пред}} - J_{\text{ном}}} \cdot 4 =$$

$$= \frac{360^\circ}{1,02^\circ - 0,5^\circ} \cdot 4 = 2769 \text{ импульсов.}$$

Чтобы разместить на фланце коробки передач ленту, требуется установить промежуточную деталь диаметром не менее 160 мм (это диаметр фланца). Тогда расстояние между штрихами

$$\Delta l = \frac{160 \cdot 3,14}{2769} = 0,18 \text{ мм.}$$

Разрешающая способность оптического датчика меток КТ5-2 составляет 0,1 мм, что достаточно для использования его в качестве датчика углового положения выходного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-5301, установленного на стенде.

Максимальное количество импульсов, генерируемых на выходе коробки передач за одну секунду N_c , при частоте вращения барабанов, соответствующих скорости движения автомобиля 1 км/ч, можно определить из выражения

$$N_c = \frac{V_a \cdot 1000 \cdot u_2 \cdot N_{\text{кп}}}{3600 \cdot r_k} =$$

$$= \frac{1 \cdot 1000 \cdot 3,273 \cdot 2769}{3600 \cdot 0,39} = 6455 \text{ импульсов,}$$

где u_2 , r_k – передаточное число главной передачи ($u_2 = 3,273$) и радиус качения колеса ($r_k = 0,39$ м) автомобиля ЗИЛ-5301 соответственно.

Оптический датчик меток КТ5-2 позволяет считывать до 10 000 меток за секунду, следовательно, и по этому параметру удовлетворяет требованиям импульсного метода при диагностировании трансмиссии на стенде.

Аналогично определяются параметры для датчика Д2, связанного со ступицей колеса машины. Расчетная величина номинального и предельного зазоров трансмиссии составляет 2,07 и 5,94 град соответственно. Тогда

$$N_{\text{тр}} = \frac{360^\circ}{\varphi_{\text{пред}} - \varphi_{\text{ном}}} \cdot 4 =$$

$$= \frac{360^\circ}{5,94^\circ - 2,07^\circ} \cdot 4 = 372 \text{ импульса.}$$

Минимальный диаметр отражающего диска, предназначенного для установки на ступице ведущего колеса, будет равен:

$$d_{\text{вк}} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot 372}{3,14} = 24 \text{ мм.}$$

Диагностирование трансмиссии по параметрам суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях на приводном роликовом стенде импульсным методом удобно тем, что находящаяся в эксплуатации машина не требует доработки узлов, где должны быть установлены датчики. Однако воспользоваться им можно только для машин с механической трансмиссией. Использование таких стендов для машин с гидромеханической трансмиссией не всегда возможно, т. к. при создании тестового воздействия (при реверсировании стенда) аварийный насос, обеспечивающий замы-

кание фрикционных муфт, отключается. По этой причине на стенде установить жесткую кинематическую связь от двигателя до ведущих колес проблематично. Поэтому диагностирование таких трансмиссий целесообразно проводить в процессе функционирования объекта, т. е. в движении.

Для проведения диагностирования трансмиссии на наличие единичных дефектов необходимо знать число импульсов на каждом зубе диагностируемой шестерни со стороны ведущего и со стороны ведомого валов в случае, когда единичный дефект отсутствует, а также когда дефект шестерни значителен (принимается $1/3$ зуба) и может привести к выходу из строя всего механизма. Для этого датчики Д1 и Д2 должны генерировать высокочастотные сигналы.

Методика выявления единичного дефекта и его местоположения в кинематической цепи трансмиссии заключается в следующем: при изменении углового положения приводного вала фиксируется количество опорных сигналов от датчика Д2, соответствующих одному зубу колеса главной передачи, и сопоставляется с количеством опорных сигналов от датчика Д3, соответствующих повороту этого же колеса на один зуб. На основе этого сравнения делают вывод о наличии или отсутствии единичного дефекта зуба колеса. Затем аналогичные операции повторяют для шестерни. Местоположение дефекта определяют по периоду его повторного появления. Для этого по каждому зубчатому колесу кинематической цепи просчитывается количество импульсов, соответствующих полному обороту колеса. Если подсчитанное количество

импульсов совпадает с числом импульсов, соответствующих периоду повторного появления дефекта, то единичный дефект принадлежит исследуемому колесу. В противном случае поиск продолжается по всей кинематической цепи. Для поиска единичных дефектов в коробке передач используют датчики Д1 и Д3.

При выборе роликового стенда для диагностирования трансмиссии необходимо, чтобы привод барабанов был реверсивным. Мощность привода должна обеспечивать проворот коленчатого вала неработающего двигателя на включенной низшей передаче при диагностировании трансмиссии на наличие единичных дефектов. При диагностировании трансмиссии по суммарному угловому зазору затраты мощности на привод незначительны, т. к. мощность расходуется только на выбор суммарных угловых зазоров в трансмиссии.

Таким образом, импульсный способ диагностирования механических трансмиссий машин позволяет с высокой точностью оценить техническое состояние зубчатых зацеплений, используя современные информационные технологии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 9279 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.]. – № а20040773 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.06.07. – 4 с. : ил.
2. Пат. 6802 ВУ, С1 G 01M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.]. – № а20020570 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.03.05. – 5 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.11.2009

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova, M. G. Shambalova
Diagnosing of vehicles mechanical transmissions
by the impulse method on fixed stand

A new method of vehicles mechanical transmissions gearing technical state diagnosis on the fixed driven drum stand with the use of the impulse method easily performed by microprocessor diagnostics system has been suggested. The method implementation scheme on the basis of driving and driven transmission shaft angular displacements measurement has been presented.

УДК 621.51

А. С. Галюжин

АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ОЧИСТКИ СЖАТОГО ВОЗДУХА ПНЕВМОСИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Разработана классификация и проведен анализ различных способов и устройств для очистки сжатого воздуха пневмосистем мобильных машин, отмечены их преимущества и недостатки. Приведены результаты исследований устройства очистки троллейбуса АКСМ 201.

Введение

В современных мобильных машинах используются достаточно сложные пневмоприводы, содержащие большое количество элементов. Например, в троллейбусах пневмосистема обеспечивает привод тормозных механизмов, механизмов открывания и закрывания дверей и пневматической подвески.

Надежность работы пневмосистемы в значительной мере зависит от степени очистки сжатого воздуха. При наличии в нем влаги происходит коррозия элементов пневмоаппаратов и пневмодвигателей, смывается смазка с трущихся деталей и, соответственно, увеличивается их износ. В сырую погоду при положительной температуре окружающего воздуха около 0°C в наиболее удаленных от компрессора элементах пневмосистемы из-за охлаждения происходит конденсация наибольшего количества влаги. Если в дальнейшем температура становится ниже 0°C , то происходит замерзание влаги и, как правило, отказ пневмосистемы. Частицы пыли также увеличивают износ трущихся деталей пневмосистем. Для исключения данных явлений служат устройства очистки, предназначенные для удаления частиц пыли, влаги и масла из сжатого воздуха перед подачей его в пневмоаппараты и пневмодвигатели.

Следует отметить, что удаление масла из сжатого воздуха не является целью очистки. Наоборот, во многих пневмосистемах для повышения долговечности пневмоаппаратов и пневмо-

двигателей сжатый воздух насыщают масляным туманом. В современных пневмоприводах используются преимущественно компрессоры поршневого типа, смазка трущихся деталей в которых осуществляется жидкими маслами. Поэтому выходящий из компрессора сжатый воздух содержит не только пары влаги, но и насыщен парами масла. При удалении влаги попутно удаляется и масло, т. к. разделение паров влаги и масла в процессе очистки воздуха является дорогостоящим и в настоящее время не применяется.

Рассмотрим основные конструкции устройств для очистки сжатого воздуха. Очистка воздуха, засасываемого компрессорами из атмосферы, от пыли осуществляется воздушными фильтрами. В качестве материала для фильтрующих элементов используются бумага, картон, синтетические материалы и т. д. Как отмечают многие исследователи, проблема очистки сжатого воздуха от пыли решена достаточно успешно. Поэтому наибольшее внимание уделяется осушке сжатого воздуха. Для этих целей используются различные устройства, которые можно разделить на три группы: инерционные, адсорбционные и комбинированные.

Принцип действия инерционных влагоотделителей основан на использовании центробежной силы инерции, возникающей при движении тела по кривой. Для этого потоку воздуха в цилиндрическом корпусе придают вихревое движение, частицы влаги отбрасываются к внутренним стенкам корпуса и

стекают в нижнюю часть. При этом к стенкам корпуса отбрасываются также и капли масла. Влагомаслоотделители такого типа используются на троллейбусах ЗИУ-9Б (СССР), которые до сих пор находятся в эксплуатации (рис. 1) [1].

Поток сжатого воздуха из компрессора поступает во влагомаслоотделитель через входной патрубок 4. С помощью направляющей спирали 3 поток приобретает вихревое движение, капли влаги и масла отбрасываются к стенкам

корпуса 6 и через решетку 2 стекают в нижнюю часть корпуса. Затем воздух через диффузор 5 поднимается вверх и через выходной патрубок 7 поступает в пневмосистему. В диффузоре 5 происходит охлаждение сжатого воздуха из-за практически внезапного расширения потока. Поэтому на стенках диффузора остаются капли влаги и масла, которые также стекают вниз. Отстой сливается через трубку 1.

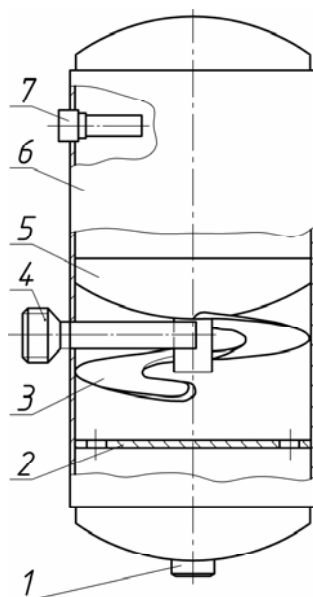


Рис. 1. Влагомаслоотделитель троллейбуса ЗИУ-9Б

Очевидно, что для эффективной инерционной очистки необходимо, чтобы центробежная сила инерции, действующая на частицу-загрязнитель, была направлена радиально от центра к периферии корпуса. Этого можно достичь при движении потока воздуха по спирали без образования местных вихрей. Рассмотренная конструкция влагомаслоотделителя не удовлетворяет этим требованиям и не обеспечивает требуемой для современных пневмосистем степени осушки сжатого воздуха. Поэтому влагомаслоотделители такой конструкции на современных мобильных машинах практически не применяются.

На троллейбусах 9Тр-21 (ЧССР) применен влагомаслоотделитель (рис. 2) с автоматическим конденсатоотводчиком [1]. Корпус 1 влагомаслоотделителя снабжен охлаждающими ребрами 2. Внутри корпуса в нижней части установлена винтовая поверхность 3, оканчивающаяся конусом 4. В верхней части корпуса расположена фильтровальная сетка 5.

Сжатый воздух от компрессора через обратный клапан 6 движется к винтовой поверхности 3, где завихряется. После столкновения с конусом 4 поток воздуха поднимается вверх и через фильтровальную сетку 5 поступает в

пневмосистему троллейбуса. Капли влаги и масла стекают через отверстия 7 в конусе 4 к днищу корпуса 1, где установлен автоматический конденсатоотводчик 8.

Следует отметить, что автоматиче-

ские конденсатоотводчики такого типа широко используются также на грузовых автомобилях «Вольво» и «Мерседес-Венс». Типовая схема автоматического конденсатоотводчика приведена на рис. 3.

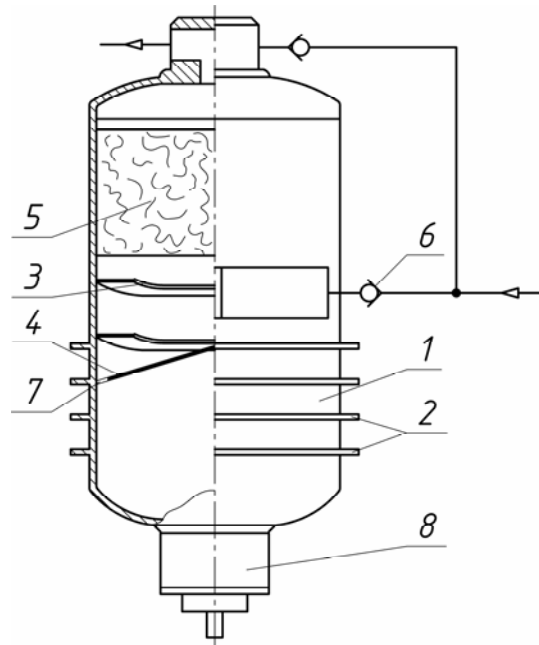


Рис. 2. Влагонепроницаемый конденсатоотделитель троллейбуса 9Тр-21

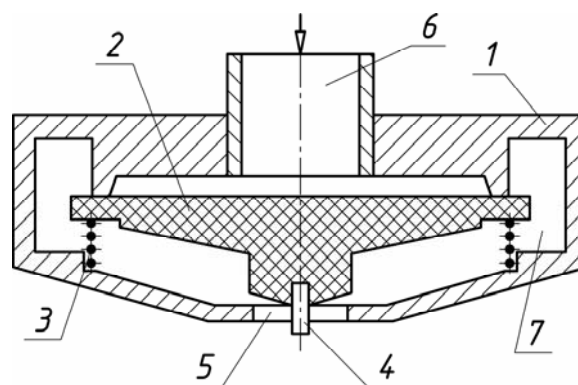


Рис. 3. Автоматический конденсатоотводчик

В корпусе 1 расположен эластичный запорный элемент 2, прижимаемый к седлу пружиной 3. При наличии во влагонепроницаемом конденсатоотделителе давления воздуха выходное отверстие 5 закрыто запорным элементом 2, верхняя часть которо-

го, преодолевая усилие пружины 3, отгибается и конденсат попадает через входное отверстие 6 в полость 7. При снижении давления в корпусе влагонепроницаемого конденсатоотделителя (выключение компрессора, срабатывание регулятора давления и

т. д.) под действием пружины 3 запорный элемент 2 перемещается вверх. Полость 7 отсоединяется от отверстия 6 и через отверстие 5 соединяется с атмосферой. Происходит выброс конденсата наружу. Для принудительного выпуска конденсата нажимается кнопка 4. В некоторых конструкциях используется тарельчатая пружина.

На троллейбусах АКСМ 101 (РУП «Белкоммунмаш», Республика Беларусь) первых выпусков использовались влагомаслоотделители типа «Сиккомат» (рис. 4) [2]. Перед центро-

бежной очисткой сжатый воздух охлаждается в радиаторе 1, а затем поступает в корпус 2, где с помощью винтового дефлектора 3 происходит завихрение потока. Осевший на стенках корпуса конденсат стекает вниз к автоматическому конденсатоотводчику 4, который срабатывает при падении давления внутри корпуса 2. Перепускной клапан 5 предназначен для пропуска сжатого воздуха в пневмосистему при отказе влагомаслоотделителя из-за замерзания в нем конденсата.

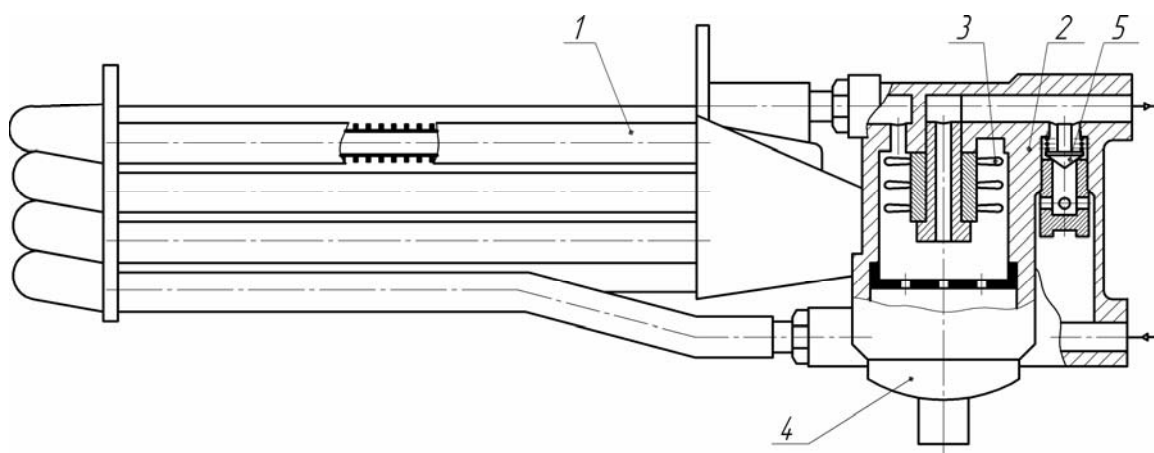


Рис. 4. Влагомаслоотделитель типа «Сиккомат»

Влагомаслоотделители инерционного типа обладают существенным недостатком: они очищают сжатый воздух от влаги и масла, находящихся в жидком (капельном) состоянии. Поэтому с целью образования в сжатом воздухе капель влаги из-за охлаждения влагомаслоотделители инерционного типа располагают по возможности дальше от компрессора. Кроме того, они должны эффективно обдуваться потоком набегающего воздуха. Особенно это важно для влагомаслоотделителя типа «Сиккомат», эффективность работы которого в значительной мере зависит от охлаждения потока сжатого воздуха в радиаторе. Для повышения надежности работы пневмосистемы троллейбуса АКСМ 101

в ее состав включен противозамерзатель (рис. 5) [2], служащий для введения в поток сжатого воздуха после влагомаслоотделителя низкотемпературной жидкости. Противозамерзатель содержит корпус 1, в который заливается спиртоглицериновая смесь, состоящая из равных частей метилового спирта и глицерина. В канале 2, через который проходит сжатый воздух, выполнено сужение проходного сечения. В результате из-за увеличения скоростного напора в этом месте канала 2 уменьшается пьезометрический напор, т. е. возникает разрежение. Поэтому по трубке 3 через обратный клапан 4 и отверстие 5 в поток воздуха поступает спиртоглицериновая смесь. Поток воздуха в канале 2 эта смесь распыляет-

ся. Количество подаваемой смеси регулируется дросселем 6. Спиртоглицериновая смесь в воздухопроводах смешивается с частицами сконденсировавшейся влаги. Образуется раствор, температура замерзания которого ниже 0°C .

Следует отметить, что на троллейбусах ЗИУ-682Г (Россия), выпускаемых в настоящее время, в сочетании с противозамерзателем используется влагомаслоотделитель, схожий по конструкции с влагомаслоотделителем типа «Сиккомат» [3].

Таким образом, инерционные влагомаслоотделители, по сравнению с адсорбционными, обладают несомненным преимуществом – они не требуют расходных материалов. Вместе с тем проведенные исследования показали, что с по-

мощью таких устройств невозможно достичь высокой степени очистки сжатого воздуха. Среди рассмотренных устройств инерционного типа наилучшими показателями обладает влагомаслоотделитель типа «Сиккомат» – на его выходе сжатый воздух соответствует 12-му классу загрязненности по ГОСТ 17433-80. Комбинированный влагомаслоотделитель троллейбуса АКСМ 201 обеспечивает степень очистки до 8 класса загрязненности, но требует регулярной замены адсорбента из-за заполнения его пор каплями масла, находящихся в сжатом воздухе. Поэтому повышение эффективности инерционного влагомаслоотделителя и доведение очистки воздуха в нем до 8 класса загрязненности является достаточно перспективной задачей.

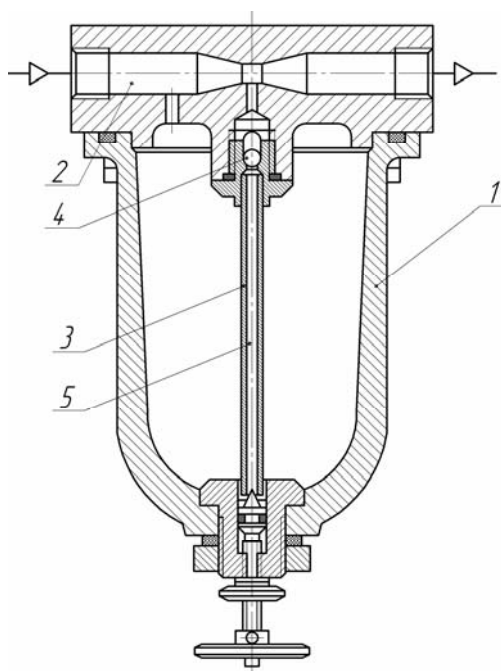


Рис. 5. Противозамерзатель троллейбуса АКСМ 101

Принцип действия адсорбционных устройств основан на концентрировании влаги на поверхности раздела фаз или в порах твердого тела. Такие устройства чаще всего называют осушителями, хотя в них происходит не только осушка, но и очистка воздуха от пыли,

паров и капель масла при прохождении воздуха через адсорбент.

Научно-производственным предприятием (НПП) «Асток» (Украина) разработан комбинированный осушитель сжатого воздуха (рис. 6). Он предназначен для обезвоживания воздуха, регули-

рования давления в ресиверах питающей части пневмосистемы, предохранения от повышения давления сверх допустимого и предотвращения замерзания влаги в

корпусе осушителя [4]. Данный осушитель устанавливался на троллейбусах модели АКСМ 201 (РУП «Белкоммунмаш») первых выпусков.

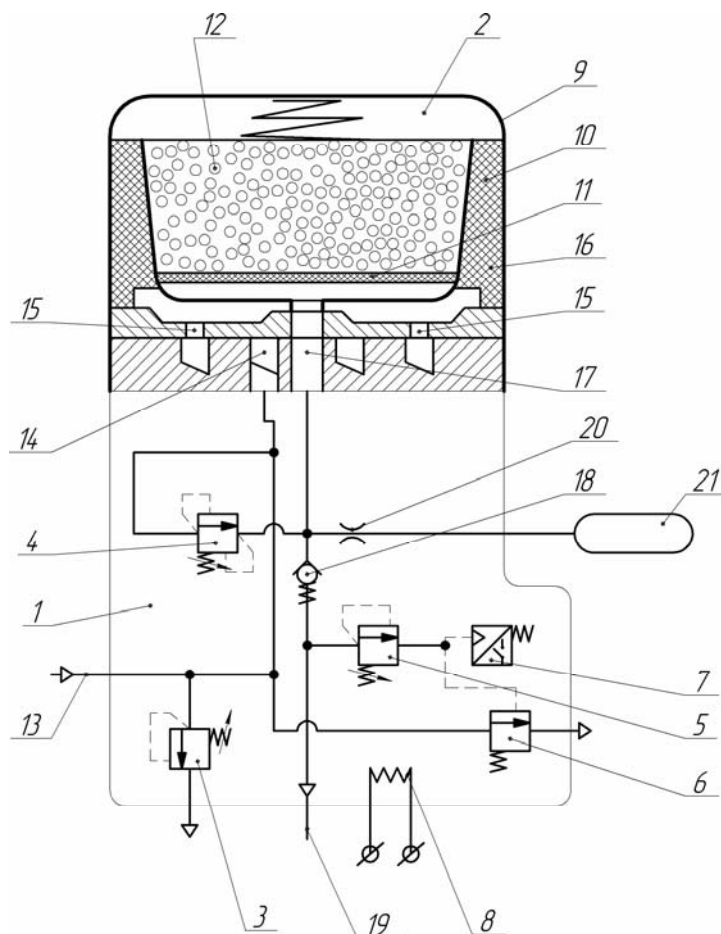


Рис. 6. Воздухоосушитель НПП «Асток»

Воздухоосушитель состоит из двух основных блоков: корпуса 1 и адсорбера 2. В корпусе 1 установлены предохранительный клапан 3, клапан разности давлений 4, напорные клапаны 5 и 6, реле давления 7, нагреватель 8. Адсорбер состоит из колпака 9, фильтров 10 и 11, адсорбента 12.

Работает осушитель следующим образом. При включенных контактах реле давления 7 сжатый воздух от работающего компрессора поступает во входную напорную магистраль 13 и спиральный канал 14. В спиральном канале воздух движется по кривой, под действием центробежной силы инерции

частицы воды и масла отбрасываются на стенки канала и собираются на его дне. Затем воздух проходит через отверстия 15, фильтр 16, адсорбент 12, отверстие 17, обратный клапан 18 и по магистрали 19 поступает в рабочие ресиверы пневмосистемы. Одновременно через дроссель 20 очищенный воздух поступает в ресивер регенерации 21.

При достижении давления в магистрали 19 верхнего предела регулирования срабатывает клапан 5 и реле давления 7 размыкает контакты, электродвигатель привода компрессора останавливается и сжатый воздух перестает поступать в магистраль 13. Также сраба-

тывает клапан 6 и соединяет входную магистраль 13 с атмосферой. Давление внутри осушителя 2 падает практически до атмосферного, обратный клапан под действием пружины и противодействия с рабочих ресиверов закрывается.

Очищенный воздух из ресивера регенерации 21 через дроссель 20 и канал 17 поступает в адсорбер 2, где он проходит через адсорбент 12, забирая ранее накопленную влагу. Затем воздух проходит через фильтр 16 и спиральный клапан 14, увлекая за собой частицы влаги, масла и пыли, и через клапан 6 выходит в атмосферу.

При работе пневмопривода из рабочих ресиверов происходит отбор сжатого воздуха, давление в магистрали 19 падает. Когда оно достигает нижнего предела регулирования, клапан 5 закрывается, контакты реле 7 замыкаются и включается электродвигатель привода компрессора. Также закрывается клапан 6 и сообщение магистрали 13 с атмосферой прекращается. Цикл очистки воздуха возобновляется.

В случае достижения потерь давления в осушителе 0,15 МПа из-за засорения или замерзания фильтров 11 и 16 и адсорбента 12 срабатывает клапан разности давлений и магистраль 13 соединяется с магистралью 19, минуя осушитель 2. Этим обеспечивается функционирование пневмосистемы, хотя и без очистки и осушки сжатого воздуха.

При превышении давления воздуха в осушителе сверх допустимого, т. е. более $(1,1 \pm 0,1)$ МПа, срабатывает предохранительный клапан 3, который соединяет магистраль 13 с атмосферой.

Для исключения отказа клапана 6 из-за замерзания служит нагреватель 8, который включается при температуре $(7 \pm 2) ^\circ\text{C}$ в корпусе 1 и отключается при $(35 \pm 5) ^\circ\text{C}$.

Анализ эксплуатации таких осушителей на Могилевском предприятии «Горэлектротранспорт» показал, что примерно через 20 тыс. км пробега

троллейбуса существенно снижается степень осушки сжатого воздуха, зачастую в 4...5 раз. Это связано с тем, что происходит замасливание адсорбента и фильтров, а иногда и их закоксовывание. Спиральный канал 14 в корпусе осушителя своей функции не выполняет, т. к. частицы влаги масла, осевшие на стенках канала, не стекают в иную полость, а находятся в канале, где движется сжатый воздух. Этот воздух увлекает за собой капли масла и влаги и заносит их в фильтр 16 и адсорбент 12.

Для троллейбусов АКСМ 201 более поздних выпусков разработан блок подготовки сжатого воздуха собственного производства. Блок включает маслоотделитель, воздухоосушитель, ресивер регенерации и регулятор давления.

Маслоотделитель центробежного типа служит для предварительной очистки сжатого воздуха от капельной влаги, масла и механических примесей.

Воздухоосушитель состоит из корпуса 1, крышки 2, стакана 3, обратного клапана 4 и электромагнитного клапана 5. Снизу в стакане 3 расположены латунная загрузка (куски латунных колец) 6, а над кольцами 6 – адсорбент 7.

Сжатый воздух поступает по трубке 8, установленной по касательной снаружи на корпусе 1, в пространство между корпусом 1 и стаканом 3 и далее движется по винтовой траектории вниз благодаря винтовой поверхности 9, жестко закрепленной на стакане 3. Под действием центробежных сил инерции капли воды, масла и твердые частицы оседают на стенках корпуса 1 и стекают вниз. Затем воздух проходит через латунную загрузку 6, где также задерживаются твердые частицы и мелкие капли воды и масла. Далее воздух проходит через слой адсорбента 7, который поглощает несконденсированную влагу. После очистки и осушки сжатый воздух через обратный клапан 4 поступает в рабочие ресиверы пневмосистемы, а через дроссель 10 – в ресивер регенерации 11.

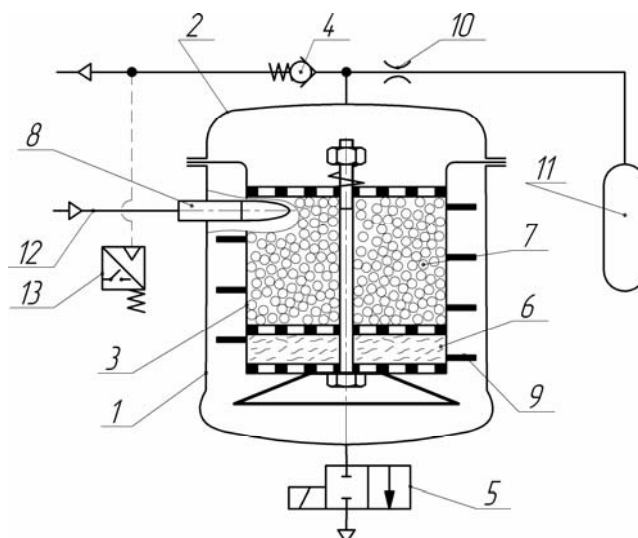


Рис. 7. Воздухоосушитель АКСМ 201-2302 производства РУП «Белкоммунмаш»

При достижении во входной магистрали 12 верхнего предела регулирования давления, равного $0,78 \dots 0,02$ МПа, срабатывает реле давления 13 и отключает электродвигатель компрессора и обмотку электромагнитного клапана 5. В результате нижняя полость корпуса 1 соединяется с атмосферой и, соответственно, давление в магистрали 12 и внутри корпуса 1 осушителя падает практически до атмосферного. Сжатый очищенный и осушенный воздух из ресивера 11 через дроссель 10 поступает в верхнюю часть корпуса 1, проходит через адсорбент 7 и латунную загрузку 6, где отбирает ранее накопленную влагу через клапан 5 и выходит в атмосферу.

Одновременно с этим при падении давления в магистрали 12 открывается клапан слива конденсата в маслоотделителе. Конструкция клапана слива конденсата практически соответствует автоматическому конденсатоотводчику (см. рис. 3).

При падении давления в ресиверах пневмосистемы из-за расхода сжатого воздуха потребителями до нижнего предела ($0,65 + 0,02$) МПа реле давления 13 включает электродвигатель компрессора и подаётся напряжение на обмотку

электромагнитного клапана 5, который перекрывает сообщение внутренней полости корпуса 1 воздухоосушителя с атмосферой, и цикл осушки и очистки повторяется.

По сравнению с осушителем НПП «Асток» данное устройство работает более эффективно из-за правильности конструкции центробежного влагомаслоотделителя, в котором капли влаги и масла, осевшие на стенках корпуса 1, если частично и захватываются потоком воздуха, то все равно не попадают в адсорбент. Это происходит потому, что в конце движения по винтовой траектории поток воздуха разворачивается практически на 180° и на капли масла и влаги в этот момент действует центробежная сила, направленная вниз и образовавшаяся в результате сложения силы тяжести и центробежной силы инерции.

Для грузовых автомобилей и автобусов немецкой фирмой «Кнор-Бремс» разработан осушитель воздуха [5], в котором разгрузка компрессора осуществляется путем соединения напорной магистрали с атмосферой через глушитель при достижении заданного верхнего предела давления в рабочих ресиверах (рис. 8).

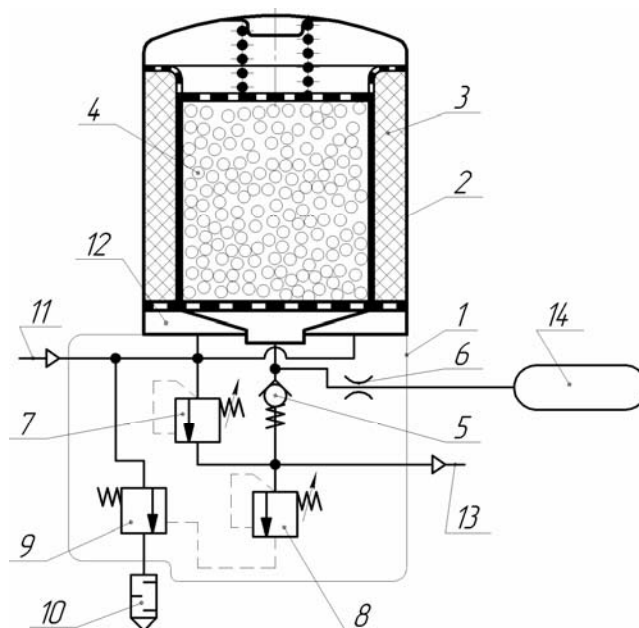


Рис. 8. Воздухоосушитель фирмы «Кнор-Бремс»

Осушитель содержит корпус 1, на котором сверху установлен стакан 2. В стакане 2 размещены поролоновый фильтр 3 и патрон с адсорбентом 4. В корпусе 1 установлены обратный клапан 5, дроссель 6, переливной клапан 7, напорный клапан 8 и разгрузочный клапан 9. Снизу к корпусу 1 присоединен глушитель 10.

Сжатый воздух от компрессора по магистрали 11 поступает в полость 12, затем через фильтр 3, адсорбент 4 и обратный клапан 5 по магистрали 13 в рабочие ресиверы пневмосистемы. Также очищенный и осушенный воздух через дроссель 6 поступает в ресивер регенерации 14. При достижении в рабочих ресиверах заданного рабочего давления срабатывает напорный клапан 8, а затем разгрузочный клапан 9. Сжатый воздух из магистрали 11 через клапан 9 и глушитель 10 выходит в атмосферу. Из ресивера регенерации осушенный и очищенный сжатый воздух проходит через дроссель 6, адсорбент 4 и фильтр 3, где отбирает ранее накопленную влагу. Затем через клапан 9 и глушитель 10 влажный воздух выбрасывается в атмосферу.

По данным производителя срок службы адсорбента составляет 1,5...2 тыс. ч работы (более двух лет). Если после этого адсорбент промыть в растворе и просушить при температуре 300...350 °С в течение двух часов, то можно на 80 % восстановить его свойства. Степень осушки воздуха нового патрона с адсорбентом – около 85 %.

На разработанном в Белорусско-Российском университете стенде были проведены сравнительные испытания нового влагомаслоотделителя типа «Сиккомат» и нового воздухоосушителя производства РУП «Белкоммунмаш». Степень осушки воздуха A_o для первого устройства – 26,4 %, для второго – 51,3 %, потери давления Δp – 0,015 и 0,019 МПа соответственно.

Степень осушки определялась следующим образом. Вначале измерялись температура и относительная влажность сжатого воздуха до осушителя, затем – эти же показатели осушенного воздуха. Для этих целей использовался специальный автоматизированный стенд. Расчет A_o производился по формуле

$$A_o = 100 - (\rho_{н\text{ вых}} \varphi_{\text{вых}} / \rho_{н\text{ вх}} \varphi_{\text{вх}}) 100,$$

где $\rho_{н\text{ вх}}$, $\rho_{н\text{ вых}}$ – абсолютная влажность насыщенного воздуха на входе и выходе осушителя при соответствующих температурах; $\phi_{вх}$, $\phi_{вых}$ – относительная влажность сжатого воздуха на входе и выходе осушителя соответственно.

Зависимость абсолютной влажности насыщенного воздуха от температуры $\rho_n = f(T)$ в литературе по технической термодинамике [6, 7] приведена в графической или табличной форме, что представляет определенные неудобства при использовании современных программных средств. Поэтому было получено уравнение регрессии, позволяющее расчетным путем определять данную зависимость, т. е.

$$\rho_n = 0,0008T^3 - 0,0369T^2 + 1,3348T + 1,8208,$$

где T – температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Расчеты проводились в программном пакете Mathcad.

Для оценки зависимости степени осушки сжатого воздуха от времени эксплуатации новый воздухоосушитель АКСМ 201-2302 производства РУП «Белкоммунмаш» был установлен на троллейбус АКСМ 201 № 38 Могилевского предприятия «Горэлектротранспорт». Через каждые 10 тыс. км пробега воздухоосушитель снимался и на стенде проводились упомянутые выше исследования, результаты которых приведены на рис. 9.

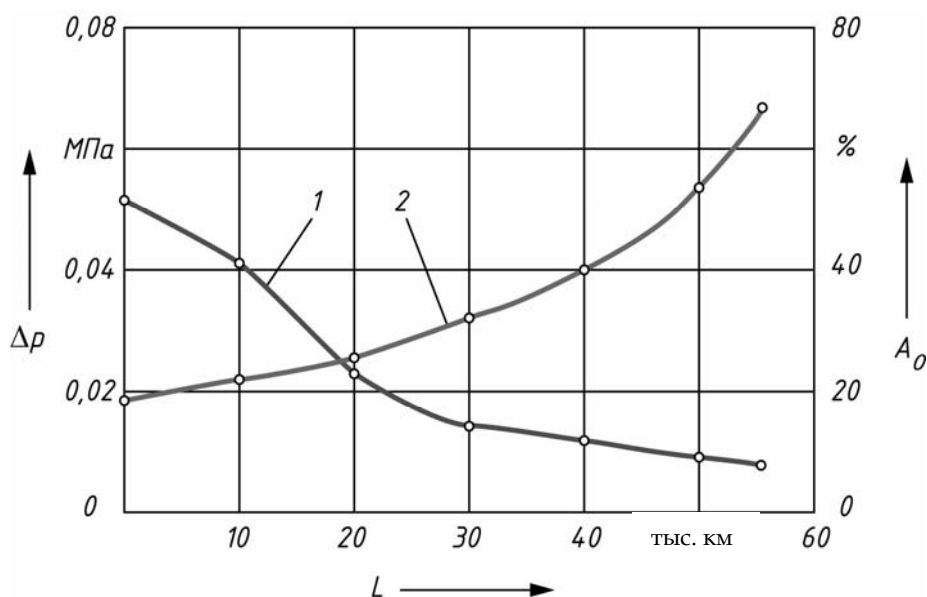


Рис. 9. Зависимость степени осушки сжатого воздуха A_o (кривая 1) и потерь давления Δp (кривая 2) в воздухоосушителе АКСМ 201-2302 от пробега троллейбуса

Уже через 20 тыс. км пробега степень осушки снизилась более чем в 2 раза и стала примерно такой, которая обеспечивается влагомаслоотделителем «Сиккомат». Причиной этого является низкая эффективность системы регенерации адсорбента. После окончания испытаний была произведена замена адсорбента на новый и воздухоосушитель опять установили на троллейбус. После

17,5 тыс. км пробега воздухоосушитель был опять испытан на стенде. Результаты следующие: $A_o = 18,4\%$, $\Delta p = 0,021$ МПа. Затем воздухоосушитель вскрыли и провели визуальную оценку состояния адсорбента. Адсорбент был влажным, его наружная поверхность покрылась масляной пленкой.

Таким образом, применение адсор-

бирующих влагоотделителей в пневмоприводах транспортных средств не решает в полной мере проблемы осушки сжатого воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коган, Л. Я.** Устройство и эксплуатация троллейбуса / Л. Я. Коган, Е. Е. Корягина, И. А. Белостоцкий. – М. : Высш. шк., 1978. – 336 с.
2. **Богдан, Н. В.** Троллейбусы. Устройство и техническое обслуживание / Н. В. Богдан,

- Ю. Е. Атаманов, Р. Р. Джагитян ; под ред. Н. В. Богдана. – Минск : ТАМРАСАТ, 1997. – 256 с.
3. Троллейбус пассажирский ЗИУ-682Г-01. Руководство по эксплуатации. – 291 с.
4. Осушитель сжатого воздуха. Паспорт. – Винница : Асток, 1994. – 17 с.
5. Каталог фирмы «Knorr-Bremse». – München, 2007. – 52 с.
6. **Бальян, С. В.** Техническая термодинамика и тепловые двигатели / С. В. Бальян. – Л. : Машиностроение, 1973. – 304 с.
7. **Бурцев, С. И.** Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие / С. И. Бурцев, Ю. Н. Цветков. – СПб. : СПбГАХИТ, 1998. – 146 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.11.2009

A. S. Galyzhin

Analysis of arrangements for cleaning compressed air of systems of mobile cars

The classification and the analysis of different ways and antipollution devices for compressed air cleaning of mobile car pipelines have been carried out. Their advantages and disadvantages have been marked. Tests results of the cleaning system of the trolleybus AKSM 201 are presented in the article.

УДК 629.015

Д. А. Дубовик, канд. техн. наук

ГИПОТЕЗА ЛИНЕЙНОГО ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ КОЛЕС МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН И МЕТОДИКА ЕЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОСНОВАНИЯ

В статье изложены гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин и метод ее экспериментального обоснования. Предложенная гипотеза позволяет раскрывать статическую неопределенность опорных реакций колес многоосных колесных машин, что создает основу для проведения работ по совершенствованию их компоновки, подвески, рулевого управления, трансмиссии и повышению эксплуатационных свойств машин.

Условие реализации крутящего момента двигателя, передаваемого ведущим мостам многоприводных колесных машин, во многом зависит от опорных реакций ведущих колес. При всех равных, прочих условиях касательные и боковые реакции колес определяются, прежде всего, их нормальными реакциями.

При рассмотрении статического равновесия плоской продольной модели двухосной колесной машины число нормальных реакций колес не превышает числа уравнений статического равновесия, а при большем количестве осей задача их определения представляет собой статически неопределимую задачу. Как известно, касательные силы тяги и боковые реакции можно связать с нормальными реакциями колес и коэффициентами сцеплений колес с опорной поверхностью. При числе осей колесной машины более двух мы имеем статически неопределимую задачу, решение которой требует поиска дополнительно накладываемых условий. В теории сопротивления материалов [1] для раскрытия статической неопределенности опорных реакций составляются дополнительные уравнения, основанные на применении метода сил. Применение метода сил для определения опорных реакций колес многоосных колесных машин представляется весьма сложным и приводит к получению громоздкого решения [2].

Для определения опорных реакций

колес многоосных колесных машин в качестве дополнительных условий предлагается гипотеза о линейном законе распределения опорных реакций колес.

Прежде всего, рассмотрим метод раскрытия статической неопределенности на примере четырехосной колесной машины с одинаковыми характеристиками подвесок и шин колес разных осей. Представим модель машины в виде недеформируемой балки на четырех опорах, опирающихся на горизонтальную поверхность (рис. 1).

Гипотезу о линейном законе распределения опорных реакций сформулируем следующим образом: *«Отрезки векторов опорных реакций колес многоосной колесной машины заключены между прямыми линиями, проходящими соответственно через точки приложения и концы этих векторов, и делят эти прямые на пропорциональные части».*

Прямые, между которыми заключены отрезки векторов опорных реакций колес, будем называть «линии связей», а углы, образуемые линиями связи с плоскостью дороги, будем называть «углы связей».

Дадим обоснование предлагаемой гипотезы исходя из положений формальной логики.

Положим, что корпус колесной машины представлен в виде недеформируемой балки 1, колеса абсолютно жесткие и представлены в виде опор 2, опирающихся на абсолютно жесткую

опорную поверхность 3 (см. рис. 1). При условии, что все представленные элементы недеформируемые, очевидно, что

изменения представленных опорных реакций осуществляются по линейному закону.

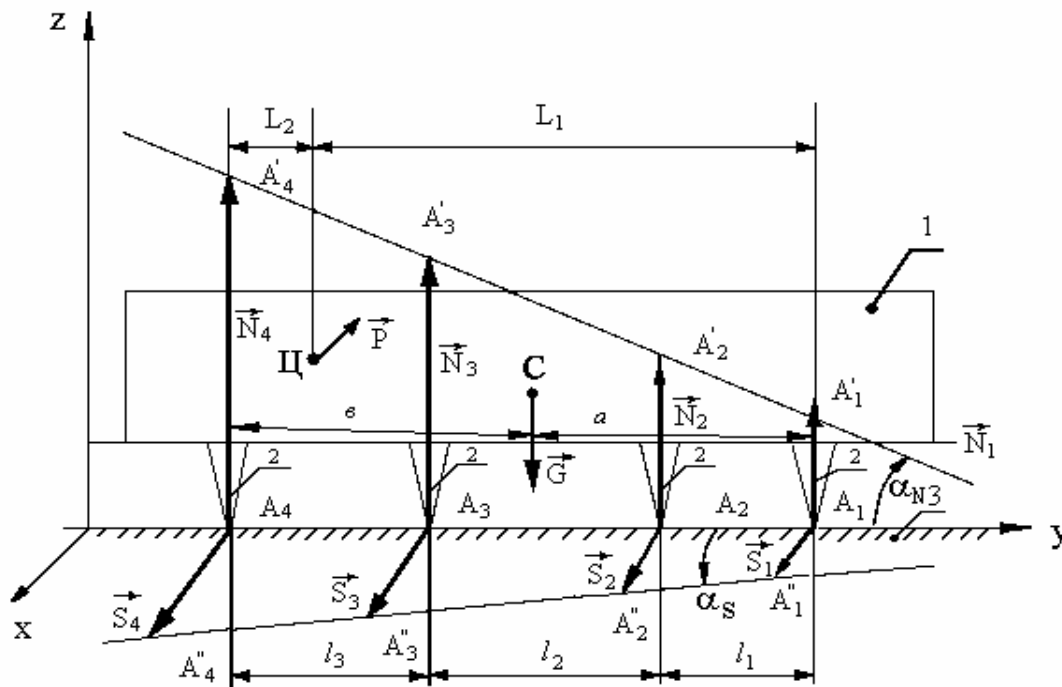


Рис. 1. Схема представления сил, действующих на многоосную колесную машину: 1 – кузов; 2 – опоры; 3 – опорная поверхность; $\vec{G}$ – вектор силы тяжести колесной машины; $\vec{P}$ – боковая сила; $\vec{N}_1, \vec{N}_2, \vec{N}_3, \vec{N}_4$ – вертикальные реакции; $\vec{S}_1, \vec{S}_2, \vec{S}_3, \vec{S}_4$ – боковые реакции; α_N, α_S – углы связей; A'_1, A'_2, A'_3, A'_4 – вертикальная линия связи; $A''_1, A''_2, A''_3, A''_4$ – боковая линия связи; C – центр масс кузова; Ц – точка приложения боковой силы

Гипотеза линейного закона распределения опорных реакций является очевидной, когда опорные реакции колес имеют свои конечные значения.

Дадим обоснование того, что закон распределения опорных реакций колес имеет именно линейный характер, а не иной.

Так, в случае статического равновесия колесной машины (состояние покоя или равномерного прямолинейного движения) условие статического равновесия определяется системой из двух уравнений:

$$\begin{cases} \sum m_{A1} = 0; \\ \sum m_{A4} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где $\sum m_{A1}$ – сумма моментов, дейст-

вующих на четырехосную колесную машину от внешних сил относительно линии, проходящей через точки взаимодействия колес первой оси с опорной поверхностью; $\sum m_{A4}$ – сумма моментов, действующих на четырехосную колесную машину от внешних сил относительно линии, проходящей через точки взаимодействия колес четвертой оси с опорной поверхностью.

Распишем систему уравнений (1) следующим образом:

$$\begin{cases} Ga - N_2 l_1 - N_3 (l_1 + l_2) - \\ - N_4 (l_1 + l_2 + l_3) = 0; \\ Gb - N_3 l_3 - N_2 (l_2 + l_3) - \\ - N_1 (l_1 + l_2 + l_3) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где a – расстояние от первой оси до центра масс по базе многоосной колесной машины; b – расстояние от четвертой оси до центра масс по базе многоосной колесной машины; ℓ_1 – расстояние от первой до второй оси многоосной колесной машины; ℓ_2 – расстояние от второй до третьей оси многоосной колесной машины; ℓ_3 – расстояние от третьей до четвертой оси многоосной колесной машины.

Из системы уравнений (2) следует:

$$\frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \operatorname{tg} L_N; \quad \frac{N_3 - N_2}{\ell_2} = \operatorname{tg} L_N;$$

$$\frac{N_4 - N_3}{\ell_3} = \operatorname{tg} L_N, \quad (3)$$

или

$$\frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \frac{N_3 - N_2}{\ell_2};$$

$$\frac{N_3 - N_2}{\ell_2} = \frac{N_4 - N_3}{\ell_3}. \quad (4)$$

Таким образом, получим замкнутую систему уравнений вида

$$\begin{cases} Ga - N_2(\ell_1 + \ell_2) - N_4(\ell_1 + \ell_2) - \\ - N_4(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0; \\ Gb - N_3\ell_3 - N_2(\ell_2 + \ell_3) - \\ - N_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 0; \\ N_1\ell_2 - N_1\ell_2 = N_3\ell_1 - N_2\ell_1; \\ N_3\ell_3 - N_2\ell_3 = N_4\ell_2 - N_3\ell_2. \end{cases} \quad (5)$$

После формальных преобразований системы уравнений (5) получим

$$\begin{cases} N_1 0 + N_2\ell_1 - N_3(\ell_1 + \ell_2) + \\ + N_4(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = Ga; \\ N_3\ell_2 + N_2(\ell_2 + \ell_3) + \\ + N_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + N_4 0 = Gb; \\ - N_1(\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) - \\ - N_3\ell_1 + N_4 0 = 0; \\ N_1 0 - N_2\ell_3 + N_3(\ell_2 + \ell_3) - \\ - N_3\ell_2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

В дополнение к уравнениям (6) запишем уравнение линейной связи

$$L_N = \operatorname{arctg} \left(\frac{N_2 - N_1}{\ell_1} \right). \quad (7)$$

Систему уравнений (6) можно представить в матричной форме:

$$A_N = \begin{pmatrix} 0 & \ell_1 & \ell_1 + \ell_2 & \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 \\ \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 & \ell_2 + \ell_3 & \ell_3 & 0 \\ -\ell_2 & \ell_1 + \ell_2 & -\ell_1 & 0 \\ 0 & -\ell_3 & \ell_2 + \ell_3 & -\ell_2 \end{pmatrix}; \quad (8)$$

$$B_N = \begin{pmatrix} Ga \\ Gb \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Из представленных рассуждений следует, что закон распределения опорных реакций колес имеет линейный характер и может быть использован для раскрытия статической неопределенности рассматриваемой четырехосной колесной машины. Аналогичным образом может быть обоснована гипотеза для колесной машины с любым числом осей.

Рассмотрим раскрытие статической неопределенности опорных реакций колес в боковых направлениях. Уравнения статического равновесия представим в форме матриц:

$$A_N = \begin{pmatrix} 0 & \ell_1 & \ell_1 + \ell_2 & \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 \\ \ell_1 + \ell_2 + \ell_3 & \ell_2 + \ell_3 & \ell_3 & 0 \\ -\ell_2 & \ell_1 + \ell_2 & -\ell_1 & 0 \\ 0 & -\ell_3 & \ell_2 + \ell_3 & -\ell_2 \end{pmatrix}; \quad (10)$$

$$B_s = \begin{pmatrix} PL_1 \\ PL_2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Угол связи можно определить по формуле (см. рис. 1)

$$L_s = \operatorname{arctg}\left(\frac{S_2 - S_1}{\ell_1}\right). \quad (12)$$

Следовательно, с помощью гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес многоосной колесной машины задача раскрытия статической неопределенности опорных реакций колес в боковом направлении может быть также реализована. Аналогичным образом с помощью гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес можно раскрыть статическую неопределенность боковых

реакций для колесных машин с любым числом осей.

Для обоснования предлагаемой гипотезы изложим методику ее экспериментальной проверки.

В основу эксперимента положим метод виртуальных перемещений (метод сил), применяемый в теоретической механике и в теории сопротивления материалов для решения статически неопределимых задач [1].

Схематично экспериментальное оборудование представлено на рис. 2.

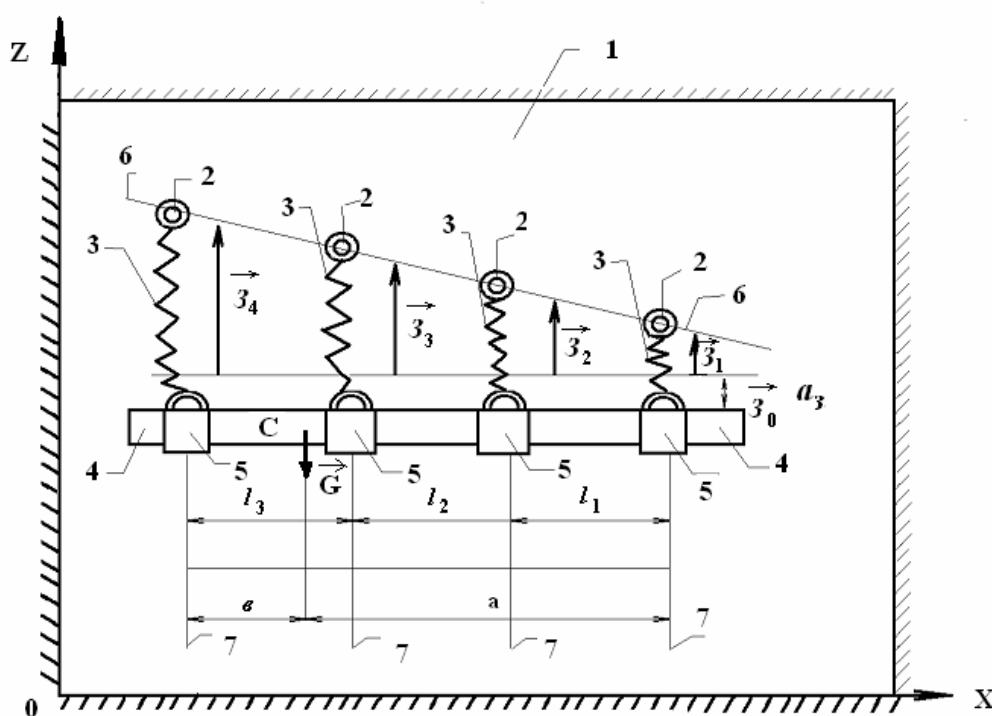


Рис. 2. Схема стенда для экспериментальной проверки гипотезы о линейном законе распределения опорных реакций колес: 1 – вертикальная плоскость; 2 – кронштейны; 3 – пружинные весы; 4 – металлический брус с центром масс C; 5 – кольца с ушками; 6 – линия деформаций; 7 – вертикальные линии

Экспериментальное оборудование содержит вертикальную плоскость 1, кронштейны 2, пружинные весы 3, металлический брус 4, шарнирные крепления 5, измерительную линейку 6. На плоскость 1 нанесены вертикальные линии 7.

При проведении эксперимента плоскость 1 ориентируется вертикально.

На плоскости 1 проводят линию деформации 6 под углом α_3 к горизонтальной плоскости и вертикальные линии 7, которые пересекают линии деформации 6 на расстояниях ℓ_1 , ℓ_2 и ℓ_3 . В точках пересечения линий 7 с линией 6 размещают фиксаторы 2. Фиксаторы 2 закреп-

плюют к ушкам крепления пружинных весов 3. На металлический брус 4 устанавливают шарнирные крепления 5 на расстояниях ℓ_1 , ℓ_2 и ℓ_3 . Петли хомутов 5 закрепляют к ушкам пружинных весов 3. На пружины весов 3 плавно опускается и ориентируется горизонтально металлический брус 4. Затем фиксируются показания N_1 , N_2 , N_3 и N_4 пружинных весов 3 и регистрируются линейные деформации 3_1 , 3_2 , 3_3 и 3_4 .

В результате проведения эксперимента сравниваются показания N_1 , N_2 , N_3 и N_4 пружинных весов 3 с расчетными значениями сил, рассчитанными по формулам (2).

Нагружение в ходе проведения эксперимента рекомендуется производить в пределах упругих линейных деформаций пружин с тем, чтобы условие равновесия металлического бруса 4 удовлетворяло системе уравнений

$$\begin{cases} N_1 = C_3 3_1; \\ N_2 = C_3 3_2; \\ N_3 = C_3 3_3; \\ N_4 = C_3 3_4, \end{cases} \quad (13)$$

где N_1 , N_2 , N_3 , N_4 – показания весов; C_3 – жесткость пружин.

Из формул (3) следует:

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{N_2 - N_1}{\ell_1} = \frac{C_3 3_2 - C_3 3_1}{\ell_1}$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha_N = C_3 \frac{3_2 - 3_1}{\ell_1}. \quad (14)$$

С другой стороны (см. рис. 2), имеем

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{3_2 - 3_1}{\ell_1}, \quad (15)$$

где α_3 – угол деформаций.

Уравнение (14) с учетом уравнения (15) можно представить в виде

$$\operatorname{tg} \alpha_N = C_3 \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (16)$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{1}{C_3} \operatorname{tg} \alpha_N. \quad (17)$$

Окончательно можно записать:

$$\alpha_3 = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_N}{C_3} \right). \quad (18)$$

Критерием справедливости линейного закона распределения опорных реакций колес многоосных колесных машин является выполнение условий (2) и (13).

Выводы

1. Гипотеза распределения реакций связей многоосной колесной машины позволяет раскрывать статическую неопределенность опорных реакций колес для колесных машин с любым числом осей.

2. Гипотеза о линейном распределении опорных реакций колес многоосных колесных машин является уточнением существующих методов [3] и представляет собой практический способ приближенного расчета опорных реакций колес.

3. Раскрытие статической неопределенности опорных реакций колес позволяет упростить математическое описание, алгоритмическую и программную реализацию математических моделей для выполнения исследований и оптимизации различных конструктивных параметров многоосных колесных машин с целью снижения энергозатрат, повышения производительности и экономичности проектируемых машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Гос. изд-во физико-математической литературы, 1963. – 297 с.

2. **Смирнов, Г. А.** Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

3. **Шухман, С. Б.** Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости / С. Б. Шухман, В. И. Соловьев, Е. И. Прочко. – М. : Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Материал поступил 20.04.2010

D. A. Doubovik

**Hypothesis of linear law of distribution
of end reactions of multiaxis cars wheels
and methods of its experimental basis**

In the article the hypothesis of linear law of distribution of end reactions of multiaxis cars wheels and methods of its experimental basis are given. This hypothesis grounds static indeterminacy of end reactions of multiaxis cars wheels, that bases works for improvement of their arrangement, suspension, steering, transmission and increase of their exploitation characteristics.

УДК 629.3.015

Д. А. Дубовик, канд. техн. наук

ИНТЕГРИРОВАННОЕ УПРАВЛЕНИЕ КАСАТЕЛЬНЫМИ СИЛАМИ ТЯГИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ВНЕДОРОЖНЫХ МАШИН

Разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес внедорожных колесных машин по величине и направлению действия. Приводятся результаты оценки эффективности разработанного метода на примере криволинейного движения внедорожной машины КамАЗ-4350 с колесной формулой 4×4.

Введение

В [1] разработан метод управления касательными силами тяги, обеспечивающий максимальную эффективность ходовым системам за счет оптимального распределения суммарной касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами для общего случая криволинейного движения внедорожных колесных машин. Выполненные авторами [1] исследования показали, что разработанный ими метод в общем случае криволинейного движения обеспечивает колесным машинам более высокую эффективность ходовых систем, чем методы, обеспечивающие равенства касательных сил тяги и коэффициентов буксований ведущих колес. Максимальная эффективность ходовых систем при криволинейном движении достигается различными значениями коэффициентов буксований, которые определяются как массогеометрическими параметрами конкретной колесной машины, так и кинематическими параметрами ее движения и управляющими действиями водителя.

В [2] представлен метод управления касательными силами тяги, обеспечивающий максимальную эффективность ходовым системам за счет оптимального распределения направлений действия касательных сил тяги или же углов поворота ведущих колес. В результате проведенных исследований показано, что условие обеспечения качения управляемых ведущих колес по

концентрическим окружностям не обеспечивает ходовым системам максимальную эффективность во всех условиях эксплуатации колесных машин. Установлено, что значения оптимальных соотношений углов поворота управляемых ведущих колес зависят как от величины угла поворота рулевого колеса, так и от кинематических параметров движения мобильной машины.

Настоящая работа посвящена разработке и оценке эффективности метода интегрированного управления касательными силами тяги по величине и направлению действия, а также обоснованию перспективных направлений развития исследований в области привода ведущих колес.

Метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес

Метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес заключается в реализации ведущих колесами в каждый момент времени криволинейного движения внедорожной колесной машины значений и направлений действия касательных сил тяги, соответствующих решению задачи условной однокритериальной оптимизации:

$$\eta_{rs\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n (N_{k\alpha ir} + N_{k\alpha il})}{\sum_{i=1}^n (N_{kir} + N_{kil})} \rightarrow \max \quad (1)$$

при следующих ограничениях, налагаемых на выступающие в данном случае в качестве управляемых параметров касательные силы тяги P_{kir} и P_{kil} и углы α_{ir} и α_{il} поворота ведущих колес:

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{kir} \leq \varphi_{ir} \cdot P_{zir}; \\ 0 &\leq P_{kil} \leq \varphi_{il} \cdot P_{zil}; \\ -\alpha_{imax} &\leq \alpha_{ir} \leq \alpha_{imax}; \\ -\alpha_{imax} &\leq \alpha_{il} \leq \alpha_{imax}, \quad i = 1, n, \\ \sum_{i=1}^n (P_{kir} \cdot \cos \alpha_{ir} + P_{kil} \cdot \cos \alpha_{il}) &= P_{k\Sigma x}, \end{aligned} \quad (2)$$

где η_{rsa} – КПД ходовой системы колесной машины [3]; N_{kair} и N_{kail} – мощность, расходуемая соответственно правым и левым ведущими колесами i -го моста на осуществление движения мобильной машины в направлении, задаваемом водителем поворотом рулевого колеса; N_{kir} , N_{kil} – мощность, подведенная соответственно к правому и левому ведущим колесам i -го моста; φ_{ir} , φ_{il} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес i -го моста с опорной поверхностью; P_{zir} , P_{zil} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес i -го моста; α_{imax} – максимальный угол поворота ведущих колес i -го управляемого моста; n – количество ведущих мостов колесной машины; $P_{k\Sigma x}$ – сумма проекций касательных сил тяги ведущих колес на продольную ось колесной машины.

В качестве объекта исследований принята внедорожная машина с колесной формулой 4×4 и передним управляемым мостом, близкая по своим массовым и геометрическим характеристикам к параметрам внедорожной машины КамАЗ-4350 [4].

Для оценки эффективности управления касательными силами тяги ведущих колес моделировалось криволи-

нейное движение трех машин с одними и теми же массогеометрическими параметрами, но с различными способами распределения касательных сил тяги ведущих колес как по величине, так и по направлению действия. Исследования проводились с использованием приведенной в [5] математической модели на основе уравнений Аппеля.

У машины 1 распределение касательных сил тяги между ведущими колесами по величине моделировалось оптимальным с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{rsa} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – касательные силы тяги P_{k1r} , P_{k1l} и P_{k2r} , P_{k2l} правого и левого ведущих колес переднего и заднего мостов:

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{k1r} \leq \varphi_{1r} \cdot P_{z1r}; \\ 0 &\leq P_{k1l} \leq \varphi_{1l} \cdot P_{z1l}; \\ 0 &\leq P_{k2r} \leq \varphi_{2r} \cdot P_{z2r}; \\ 0 &\leq P_{k2l} \leq \varphi_{2l} \cdot P_{z2l}; \\ P_{k1r} \cdot \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cdot \cos \alpha_{1l} + \\ &+ P_{k2r} + P_{k2l} = P_{k\Sigma x}, \end{aligned}$$

где φ_{1r} , φ_{1l} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес переднего моста с опорной поверхностью; P_{z1r} , P_{z1l} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес переднего моста; φ_{2r} , φ_{2l} – коэффициенты сцепления правого и левого ведущих колес заднего моста с опорной поверхностью; P_{z2r} , P_{z2l} – нормальные реакции правого и левого ведущих колес заднего моста.

Значения углов поворота ведущих колес переднего управляемого моста у машины 1 моделировались исходя из выполнения условия [6–9] качения управляемых колес внедорожной машины по концентрическим окружностям:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{тн}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{тв}} = \frac{b_0}{l_0},$$

где $\alpha_{\text{тн}}$, $\alpha_{\text{тв}}$ – теоретические углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес переднего управляемого моста, соответствующие качению по концентрическим окружностям; b_0 – расстояние между точками пересечения осей поворота управляемых колес с плоскостью дороги (опорной поверхностью); l_0 – расстояние от переднего управляемого моста до проекции центра поворота на продольную ось колесной машины.

У машины 2 моделировалось оптимальное распределение направлений действия касательных сил тяги, т. е. углов поворота управляемых ведущих колес, с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{\text{рс}\alpha} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – углы α_{1r} , α_{1l} поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$\begin{aligned} -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1r} \leq \alpha_{1\max}; \\ -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1l} \leq \alpha_{1\max}, \end{aligned}$$

где $\alpha_{1\max}$ – максимальный угол поворота ведущих колес переднего управляемого моста.

У машины 3 моделировалось оптимальное распределение касательных сил тяги по величине и направлению действия с позиции эффективности ходовой системы:

$$\eta_{\text{рс}\alpha} \rightarrow \max$$

при следующих ограничениях, налагаемых на управляемые параметры – касательные силы тяги P_{k1r} , P_{k1l} и P_{k2r} , P_{k2l} правого и левого ведущих колес передне-

го и заднего мостов и углы α_{1r} и α_{1l} поворота правого и левого ведущих колес переднего управляемого моста:

$$\begin{aligned} 0 &\leq P_{k1r} \leq \varphi_{1r} \cdot P_{z1r}; \\ 0 &\leq P_{k1l} \leq \varphi_{1l} \cdot P_{z1l}; \\ 0 &\leq P_{k2r} \leq \varphi_{2r} \cdot P_{z2r}; \\ 0 &\leq P_{k2l} \leq \varphi_{2l} \cdot P_{z2l}; \\ -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1r} \leq \alpha_{1\max}; \\ -\alpha_{1\max} &\leq \alpha_{1l} \leq \alpha_{1\max}; \\ P_{k1r} \cdot \cos \alpha_{1r} + P_{k1l} \cdot \cos \alpha_{1l} + \\ &+ P_{k2r} + P_{k2l} = P_{\Sigma x}. \end{aligned}$$

Движение машин 1, 2 и 3 моделировалось по разбитой грунтовой дороге со скоростью 3 м/с.

Оптимизация распределения касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых колес осуществлялась для каждого значения теоретического радиуса R_t поворота внедорожной машины, полученного при моделировании криволинейного движения внедорожной машины КамАЗ-4350 с действительными углами поворота управляемых колес с шагом изменения угла α_{1b} поворота внутреннего колеса первого управляемого моста, равным 0,0175 рад.

Эффективность интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес

Результаты исследований оптимальных распределений касательных сил тяги между ведущими колесами и углов поворота управляемых ведущих колес внедорожной машины КамАЗ-4350 приведены на рис. 1 в виде зависимостей КПД ходовых систем машин 1, 2 и 3 от теоретического радиуса R_t поворота.

Из рис. 1 следует, что при прямолинейном движении с нейтральным положением рулевого и управляемых колес машины 1...3 имеют одинаковую эффективность ходовой системы. КПД

ходовых систем $\eta_{гс\alpha}$ машин 1...3 при этом составляет 97,1 %.

При повороте управляемых колес из нейтрального положения эффективность ходовых систем внедорожных колесных машин снижается. С увеличением углов поворота рулевого и управ-

ляемых колес изменение КПД ходовых систем $\eta_{гс\alpha}$ машин 1...3 носит одинаковый характер, но при этом машины 1...3 имеют разную эффективность ходовых систем.

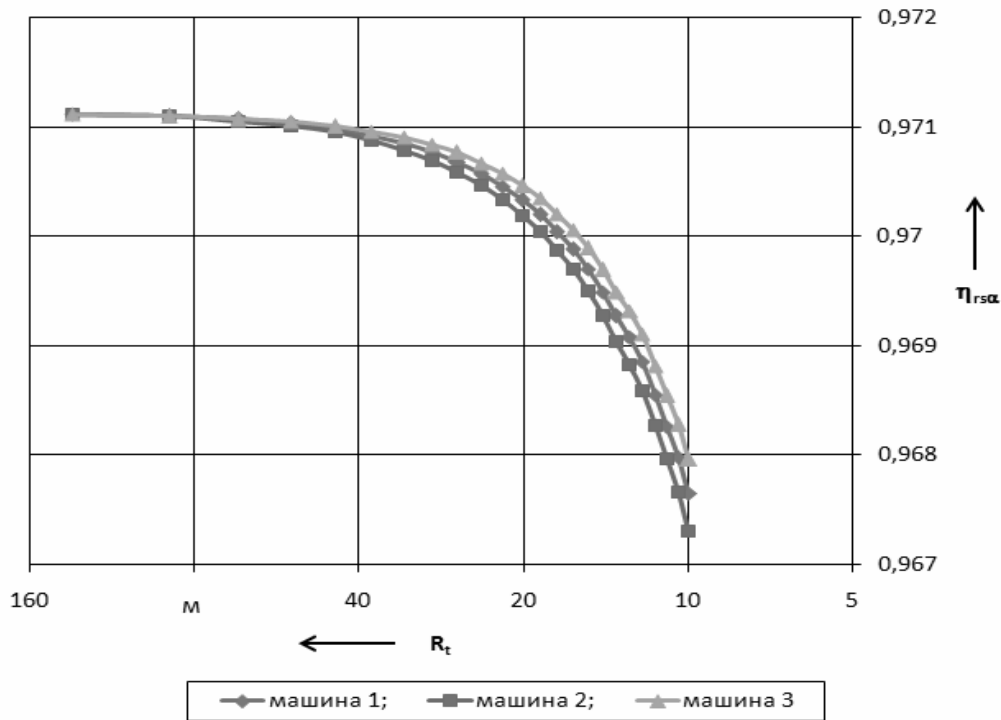


Рис. 1. Зависимости КПД ходовых систем $\eta_{гс\alpha}$ машин 1, 2 и 3 от теоретического радиуса R_t поворота

Наиболее интенсивно с увеличением кривизны траектории движения эффективность ходовой системы и соответственно уровень реализации эксплуатационных свойств снижаются у машины 2 с оптимальными углами поворота управляемых ведущих колес. КПД ходовой системы $\eta_{гс\alpha}$ машины 2 изменяется от 97,1 % — при прямолинейном движении до 96,73 % — при уменьшении теоретического радиуса R_t криволинейного движения до минимального значения, численно равного 9,98 м.

Эффективность ходовой системы машины 1 с оптимальным распределением касательных сил тяги между ве-

дущими мостами и колесами изменяется от 97,1 % — при прямолинейном движении до 96,77 % — при уменьшении теоретического радиуса R_t поворота до минимального значения.

Машина 3 имеет наибольшую эффективность ходовой системы во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес. Интегрированное управление касательными силами тяги ведущих колес по величине и направлению действия ограничивает снижение эффективности ходовой системы машины 3 во всем рабочем диапазоне поворота рулевого и управляемых колес значением 96,8 %.

Заключение

Разработан метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес внедорожных колесных машин по величине и направлению действия, основанный на совместной оптимизации распределений суммарной касательной силы тяги между ведущими мостами и колесами и углов поворота ведущих колес с позиции КПД ходовой системы $\eta_{\text{гса}}$ и реализации их оптимальных значений в каждый момент движения внедорожной колесной машины.

Разработанный метод интегрированного управления касательными силами тяги ведущих колес по величине и направлению действия позволяет повысить эффективность ходовой системы и уровень реализации эксплуатационных свойств внедорожной машины с колесной формулой 4×4 до 0,07 и 0,03 % по сравнению с внедорожной машиной с колесной формулой 4×4 с такими же массогеометрическими параметрами и оптимальными распределениями углов поворота ведущих колес переднего управления моста и суммарной касательной силы тяги между ведущими передним и задним мостами и их колесами.

По результатам выполненных исследований установлено, что максимальная эффективность ходовой системы внедорожных колесных машин обеспечивается интегрированным управлением касательными силами тяги по величине и направлению действия, что обосновывает перспективность работ по созданию ходовых систем с индивидуальным силовым и рулевым при-

водами ведущих колес и интегрированной системой управления ими.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Управление тяговыми усилиями ведущих колес для повышения эффективности ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий [и др.] // Вестн. Нац. акад. наук Беларуси. – 2009. – № 2. – С. 31–39.
2. Дубовик, Д. А. Оптимизация углов поворота управляемых ведущих колес мобильной машины / Д. А. Дубовик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 7–16.
3. Высоцкий, М. С. Коэффициент полезного действия ходовых систем колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Докл. Нац. акад. наук Беларуси. – 2007. – Т. 51, № 2. – С. 91–94.
4. Афанасьев, Б. А. Проектирование колесных машин с использованием моделирования. Ч. 2. Каталог единых исходных данных колесных машин : учеб. пособие по курсам «Моделирование систем колесных машин», «Конструкция спецмашин и устройств», «Прикладная теория системы «водитель-машина-среда» / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – 152 с.
5. Высоцкий, М. С. Математическое моделирование криволинейного движения колесных машин / М. С. Высоцкий, Д. А. Дубовик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 2. – С. 6–15.
6. Высоцкий, М. С. Грузовые автомобили : Проектирование и основы конструирования / М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес, С. Г. Херсонский. – М. : Машиностроение, 1995. – 256 с.
7. Чайковский, И. П. Рулевые управления автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Соломатин. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
8. Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
9. Гришкевич, А. И. Автомобили Теория : учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1986. – 207 с.

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Материал поступил 11.01.2010

D. A. Doubovik
Integrated control by tangential tractive effort of driving wheels of off-road vehicles

The method of integrated control by tangential tractive effort of driving wheels of off-road vehicles on magnitude and direction has been developed. The results of efficiency estimation of the developed method on the example of curvilinear motion of the off-road vehicle KamAZ-4350 with the wheel formula 4x4 are presented in the paper.

УДК 338.329.3

И. В. Емельянович, П. А. Амельченко, д-р техн. наук, проф., Н. И. Жуковский

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МТА НА БАЗЕ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

В работе дается обоснование выбора целевых функций экономико-математических моделей МТА на базе колесных тракторов, учитывающих коэффициенты экономичности, функционально связанных с КПД трактора и резервами производительности используемых тракторов.

Существующие методы унификации машинно-тракторных агрегатов (МТА) на базе колесных тракторов [2–4] оперируют разными критериями степени их унификации. Отличие методов оценки степени унификации МТА на базе колесных тракторов состоит в обосновании целевых функций экономико-математических моделей МТА.

Как известно, производительность одних и тех же МТА на базе одного и того же колесного трактора зависит от следующих основных факторов:

- размеров обрабатываемых полей;
- вида сельскохозяйственных операций в годовом объеме занятости трактора.

Все методы оценки степени унификации при обосновании целевой функции экономико-математической модели исходят из условия обеспечения экономической эффективности параметров МТА, в большей степени полагаясь на известные рекуррентные зависимости [2–4], полученные теоретическими методами. По нашему мнению, для адекватного отражения реального процесса целевая функция должна базироваться на экспериментальных статистических данных эксплуатации МТА в различных условиях их использования. Основываясь на статистических данных, нами получены рекуррентные формулы целевых функций, отражающие критерии минимальных затрат и максимальной производительности МТА:

$$F_3 = \sum_{l=1}^{\bar{m}} \sum_{j=1}^{\bar{n}} \sum_{\kappa=1}^N \sum_{S=1}^J C_{ij\kappa} X_{ij\kappa} + \sum (a_j + E_m) \Pi_j X_j \rightarrow \min; \quad (1)$$

$$F_3 = \left[\sum_{s=1}^J C_s - \sum_{i=1}^{\bar{m}} \sum_{s=1}^J \sum_{j=1}^{\bar{n}} \sum_{\kappa=1}^N C_{ij\kappa} X_{ij\kappa} + \sum_{j=1}^{\bar{n}} (a_j + E_n) \Pi_j X_j \right] / \left[\sum_{i=1}^{\bar{m}} \sum_{s=1}^J \sum_{j=1}^{\bar{n}} \sum_{\kappa=1}^N \frac{m_{ij\kappa}}{W_{ij\kappa}} \right] \rightarrow \max, \quad (2)$$

где i – индекс вида работ (операции), $i = 1, \bar{m}$; m – число видов работ; j – индекс вида агрегата ($j = 1, \bar{n}$); n – число видов агрегатов; κ – индекс расчетного периода ($\kappa = 1, \bar{N}$); N – число расчетных периодов; S – индекс возделываемых в хозяйстве культур ($S = 1, \bar{J}$); J – количество возделываемых в хозяйстве культур; C_s – стоимость всей продукции, производимой в хозяйстве, р.; $C_{ij\kappa}$ – прямые затраты на эксплуатацию j -го агрегата на i -й операции при возделывании S -й культуры на κ -м периоде; $X_{ij\kappa}$ – количество агрегатов вида j , участвующих в выполнении операции i при возделывании S -й культуры в периоде K ; a_j – коэффициент отчислений на реновацию; E_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений в отрасли, $E_n = 0,15$; Π_j – балансовая стоимость машин вида j ; $m_{ij\kappa}$ – число рабочих, обслуживающих агрегат, выполняющий операцию i при возделывании

культуры S в периоде K ; W_{ijsk} – часовая производительность агрегата j на операции i при возделывании культуры S в периоде K .

На целевые функции (1) и (2) накладывается следующее ограничительное условие:

$$\sum_{j=1}^n X_{ijsk} W_{ijsk} d_n = B_{ijsk}, \quad (3)$$

где d_n – продолжительность периода K ; B_{ijsk} – объем работы, выполняемой в периоде K при возделывании культуры S .

Работа МТА в пределах заданного агротехнического срока рассчитывается по формуле

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^n X_{ijsk} W_{ijsk} &= \alpha_1 \sum_{j=1}^n X_{ejsk} W_{ejsk} = \\ &= \dots = \alpha_i \sum_{j=1}^n X_{ijsk} W_{ijsk} = \alpha_m \sum_{j=1}^n X_{mjsk} W_{mjsk}, \end{aligned} \quad (4)$$

где α_m – коэффициент согласованной работы МТА.

Условие согласованного выполнения МТА технологических процессов в пределах заданного агротехнического срока представляется в виде

$$\sum_{j=1}^n X_{ijs1} W_{ijs1} = \sum_{j=1}^n X_{mjs2} W_{mjs2} = \sum_{j=1}^n X_{ijsk} W_{ijsk}. \quad (5)$$

Условие возникновения непредвиденных случайных факторов при работе МТА определяется следующими неравенствами:

$$\sum_{j=1}^n X_{ijs1} \geq 0; \quad x_j \geq 0. \quad (6)$$

Как известно, основным параметром, характеризующим эффективность работы трактора, является его тяговый КПД, который можно определить по известной формуле [1]

$$\eta_T = \eta_{mg} \cdot \eta_b \cdot \eta_f \quad (7)$$

где η_T – тяговый КПД трактора; η_{mg} –

КПД трансмиссии; η_b – КПД, учитывающий потери от буксования движителей; η_f – КПД, учитывающий потери на сопротивление качению движителей машины.

Обычно полагают, что η_{mg} не зависит от величины передаваемой мощности и моментов, т. е. $\eta_{mg} = \text{const}$. Полагаем также, что η_b в интервале изменения сил тяги трактора, зависящего от вида выполняемых работ и условий эксплуатации, изменяется незначительно, т. е. $\eta_b \approx \text{const}$. При постоянных значениях η_{mg} и η_b получим формулу расчета η_f :

$$\eta_f = \frac{P_{kp}}{P_k} = \frac{P_k - P_f}{P_k} = 1 - \frac{P_f}{P_k}, \quad (8)$$

где P_{kp} – усилие на крюке трактора; P_k – касательная сила тяги; P_f – сила сопротивления движению МТА.

Касательная сила тяги на ведущих колесах – это важнейший тягово-динамический показатель, зависящий от многих факторов, в том числе от конструкции шин [5].

После подстановки (8) в уравнение (7) и при условии, что $\eta_{mg} \cdot \eta_b \approx 0,85$, получим уравнение тягового КПД

$$\eta_T = 0,85 \cdot \left(1 - \frac{P_f}{P_k} \right). \quad (9)$$

Из уравнения (9) видно, что при увеличении силы сопротивления P_f общий КПД машины падает.

В теории унификации МТА принято использовать безразмерные коэффициенты, такие как коэффициент загрузки трактора. Коэффициент загрузки трактора определяется по формуле

$$K = \frac{P_k}{P_{ki}}, \quad (10)$$

где P_{ki} – расчетное значение касательной силы тяги на i -й передаче.

С учетом (10) перепишем уравне-

ние тягового КПД в форме

$$\eta_T = 0,85 \left(1 - \frac{P_f}{K \cdot P_{ki}} \right). \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что тяговый КПД трактора увеличивается с возрастанием коэффициента загрузки трактора. Однако данный коэффициент в явной форме не дает оценку экономичности работы МТА. Влияния коэффициента загрузки трактора на КПД тем сильнее, чем больше коэффициент использования трактора: $\Psi = P_f / P_{ki}$.

На рис. 1 приведены кривые изменения КПД трактора в зависимости от коэффициента загрузки трактора. Кривые $\eta = f(K)$ принято называть характеристиками экономичности работы трактора [6].

Из рис. 1 следует, что для повышения КПД необходимо повышать коэффициент загрузки трактора, который не остается постоянным и зависит от условий работы, скорости движения трактора и т. д.

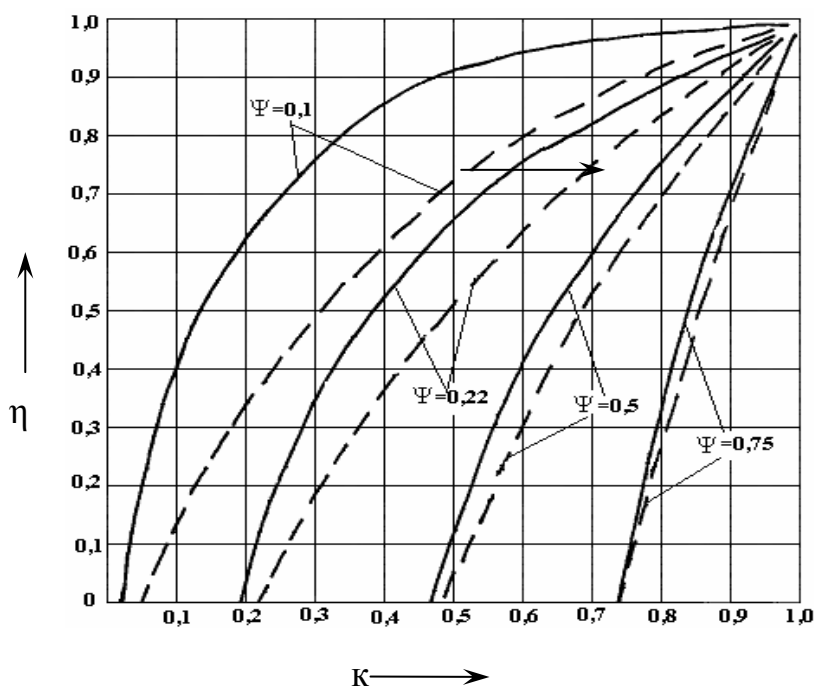


Рис. 1. Изменение тягового КПД в зависимости от коэффициентов загрузки трактора K и использования трактора Ψ (пунктирные линии — кривые изменения тягового КПД трактора при недогрузке)

Статистическими данными установлено, что при работе на высших передачах экономичность трактора при недогрузках падает.

Сопротивления различных сельскохозяйственных машин и орудий при прочих равных условиях находятся в линейной зависимости от ширины захвата, веса машины, которые должны приниматься во внимание для комплектации оптимального МТА с целью по-

вышения экономичности и производительности.

При постоянной скорости МТА наблюдается линейная зависимость изменения производительности от крюкового усилия [3]. Обозначив производительность W_B в общем виде через производительность W_m при расчетной нагрузке, получим

$$W_B = \rho_w W_m, \quad (12)$$

где ρ_w – коэффициент производительности, численно равный

$$\rho_w = \frac{W_b}{W_m} = \frac{K_b \cdot P_{кр}}{K_b P_{крм}} = K_{кр}, \quad (13)$$

где K_b – удельное сопротивление, кг/м; $K_{кр}$ – коэффициент использования крюкового усилия.

Следовательно, из изложенного можно утверждать, что коэффициент производительности ρ_w численно равен коэффициенту использования крюкового усилия трактора.

Между коэффициентом производительности и коэффициентом загрузки трактора существует следующая функциональная связь:

$$\rho_w = \frac{K - \Psi}{1 - \Psi}. \quad (14)$$

Для оценки производительности в относительных величинах удобно пользоваться коэффициентом резерва производительности σ_w для каждого конкретного режима работы трактора:

$$\sigma_w = \frac{W_m - W_c}{W_b} = \frac{1}{\rho_b} - 1. \quad (15)$$

Данный коэффициент связан с коэффициентом загрузки трактора следующей зависимостью:

$$\sigma_w = \frac{1 - K}{K - \Psi}. \quad (16)$$

На рис. 2 и 3 приведены графики изменения ρ_w и σ_w в зависимости от коэффициента нагрузки двигателя K . Анализ изменения ρ_w и σ_w показывает, что с уменьшением нагрузки производительность снижается непропорционально коэффициенту загрузки трактора. Так как производительность трактора зависит от Ψ , то при одинаковых коэффициентах загрузки трактора производительность МТА на разных передачах будет различна.

В [6] для оценки экономичности ра-

боты тракторного агрегата принят погектарный расход горючего. Оценка производится коэффициентом экономичности, который для каждого режима работы трактора определяется по формуле

$$\rho_c = \rho_w \frac{G_m}{G_T}, \quad (17)$$

где G_T – часовой расход топлива для данного режима работы трактора; G_m – часовой расход топлива при работе трактора на расчетном режиме.

Часовой расход трактора G_T можно определить через коэффициент использования крюкового усилия:

$$G_T = f(K_{кр}),$$

или через коэффициент загрузки трактора:

$$G_T = f_1(K).$$

Тогда ρ_c определяется по формуле

$$\begin{aligned} \rho_c = \rho_w = \frac{G_m}{G_T} &= \frac{K - \Psi}{1 - \Psi} \cdot \frac{G_m}{f_1(K)} = \\ &= \frac{(K - \Psi) \cdot G_m}{(1 - \Psi) \cdot f(K_{кр})}. \end{aligned} \quad (18)$$

Из уравнения (18) видно, что коэффициент экономичности трактора зависит от коэффициента загрузки двигателя и от коэффициента использования крюкового усилия. Уравнение (18) позволяет дать комплексную оценку экономичности работы трактора.

Для оценки эффективности работы МТА часто оперируют понятием эксплуатационного коэффициента полезного действия трактора η_z . Этот коэффициент представляет собой отношение суммы реализованных работ на крюке за некоторый период времени к сумме работ, произведенных за тот же период тракторным двигателем.

Таким образом, η_z представляет собой как бы средневзвешенную величину коэффициента полезного действия трактора за определенный цикл работ. Величина η_z определяется по формуле

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\sum \eta_i \cdot t_i}{t_{\text{общ}}}, \quad (19)$$

где η_i – КПД трактора на каждом отдельном режиме работы продолжительностью t_i ; $t_{\text{общ}}$ – общая продолжительность работы.

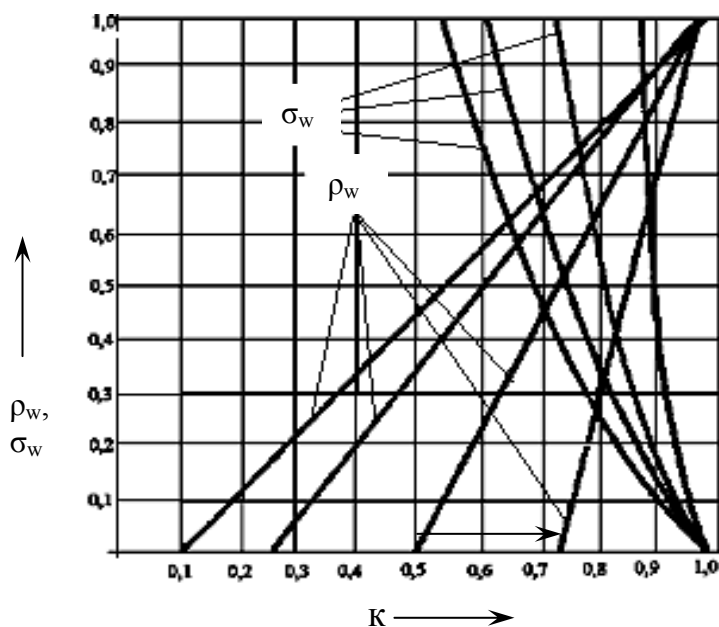


Рис. 2. Зависимость коэффициента и резерва производительности МТА от величины коэффициента крюкового усилия трактора

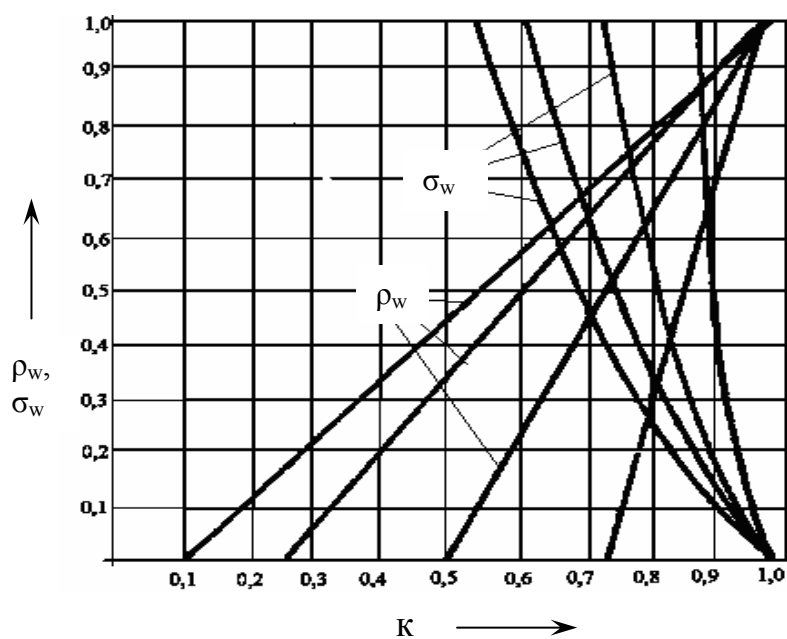


Рис. 3. Зависимость коэффициента и резерва производительности МТА от нагрузки двигателя трактора

Следовательно, целевые функции (1) и (2) экономико-математической модели, основанные на статистических данных эксплуатации МТА и на коэффициенте экономичности с достаточной степенью точности позволяют выбор оптимальных параметров МТА, соответствующих критериям минимальных затрат и максимальной производительности.

Выводы

1. Полученные на основе статистических данных целевые функции (1) экономико-математической модели унификации МТА (2) на базе колесных тракторов учитывают условия эксплуатации МТА и закономерности изменения коэффициентов загрузки тракторов и могут быть использованы в качестве теоретической модели при обосновании параметров унификации МТА на базе типоразмерного ряда тракторов «Беларус».

2. Эффективность использования МТА на базе типоразмерного ряда тракторов «Беларус» в большей степени зависит от коэффициента экономичности

р_с, крюкового КПД и коэффициента резерва производительности трактора, зависящих, в свою очередь, от условий эксплуатации МТА.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1988. – 375 с.
2. **Ксенович, И. П.** Совершенствование универсально-пропашных тракторов на основе унификации и комплексной стандартизации / И. П. Ксенович // Стандарты и качество. – 1978. – № 5. – С. 7–11.
3. Методика определения экономической эффективности модернизированных и новых конструкций тракторов и их агрегатов. – М. : ОНТИ НАТИ, 1972. – № 14. – С. 54–66.
4. **Котляр, Э. И.** К вопросу об определении уровня унификации / Э. И. Котляр // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – № 2. – С. 19–21.
5. **Бойков, В. П.** Исследование упругих характеристик тракторных шин для решения задач динамики машинно-тракторных агрегатов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03. – Минск, 1978. – 247 с.
6. Об эффективности использования перспективных универсально-пропашных тракторов класса 2 / И. П. Ксенович [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 1977. – № 11.

ПО МТЗ
ОИМ НАН Беларуси
Материал поступил 21.04.2010

**I. V. Emelyanovich, P. A. Amelchenko,
N. I. Zhukovsky**
**Explanation of aimed function of economics –
mathematics model of orbital transfer vehicle
on the basis of wheeled tractors**

In the work the explanation of aimed function of economics – mathematics model of orbital transfer vehicle is given on the basis of wheeled tractors. This model takes into consideration efficiency coefficient, that is functionally connected with performance index and capacity reserve of the used tractor.

УДК 621.828.6

А. П. Смоляр, канд. техн. наук, доц.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕЗАНИЯ ГРУНТА В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Рассмотрена методика определения пути, который должна пройти тензометрическая тележка при определении экстремальных значений нормальной, касательной и боковой составляющих сопротивления резанию при проведении исследований в лабораторных условиях.

При проведении сопоставительного анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований необходимо знать минимальное число идентичных экспериментов для получения результатов с требуемой степенью точности. Методики определения необходимого числа опытов широко апробированы и за долгие годы использования хорошо себя зарекомендовали. Разрушение грунта представляет собой динамический процесс, состоящий из больших и малых сдвигов, поэтому при проведении экспериментальных исследований необходимо знать, за какой промежуток времени происходит сдвиг грунта. Так, например, при проведении расчетов геометрических параметров ножа необходимо учитывать только большие сдвиги, а при проведении исследований динамической нагруженности рабочего оборудования необходимо учитывать не только экстремальные значения составляющих сопротивления резанию при больших и малых сдвигах, но и их сочетания в процессе движения рабочего оборудования. Поэтому актуальной становится задача определения пути, который должна пройти тензометрическая тележка, чтобы за этот период произошло требуемое число сдвигов.

Ниже рассмотрена методика определения экстремальных значений составляющих сопротивления резанию, под которыми подразумеваются максимальные и минимальные значения нормальной, касательной и боковой составляющих сопротивления резанию при проведении исследований в грунтовом

канале Белорусско-Российского университета [1]. Проведение исследований в лабораторных условиях позволяет снизить не только их трудоемкость и стоимость, но и дает возможность осуществлять требуемое количество экспериментов в одних и тех же условиях.

Необходимое число опытов и длина пути, проходимая ножом при каждом эксперименте, устанавливаются на основании статистической обработки результатов исходя из величины характерного для данного метода испытаний коэффициента вариации $K_{\text{вар}}$ и требуемой степени точности результата $K_{\text{доп}}$. Основываясь на многочисленных экспериментах по определению механических свойств грунтов [2, 3], можно принимать рекомендуемые авторами значения $K_{\text{доп}} = 12\%$.

Как лобовое, так и косое резание представляют собой процесс периодического отделения стружки грунта, сопровождающийся соответствующим изменением сил, что видно из осциллограмм, приведенных на рис. 1. При фиксации экстремальных значений сил необходимо знать их минимальное количество, обеспечивающее принятую точность измерений. Поскольку при проведении эксперимента количество колебаний сил трудно фиксировать, то можно определить путь, который необходимо проехать тензометрической тележке для того, чтобы получившаяся выборка экстремальных значений сил соответствовала налагаемым требованиям достоверности.

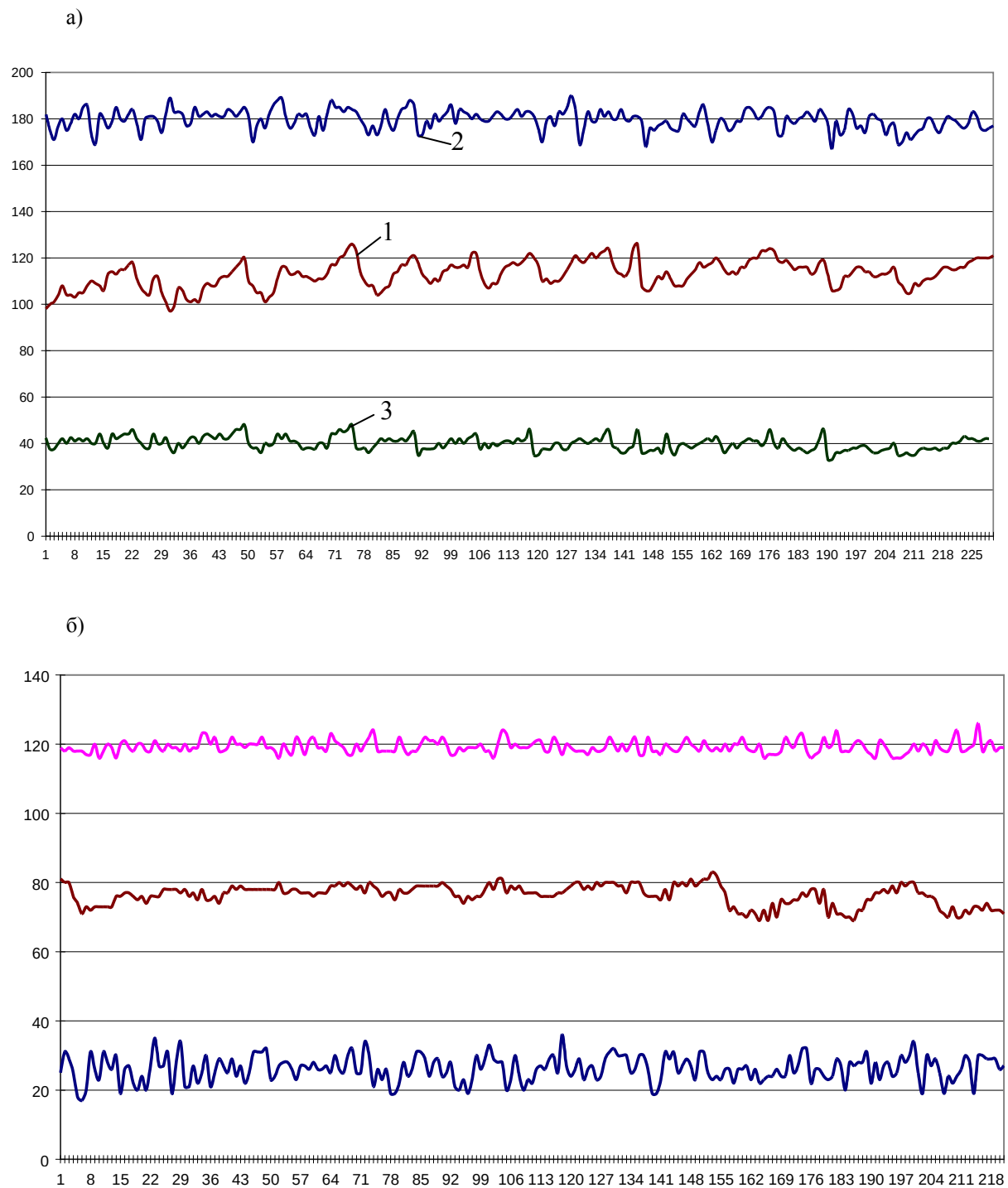
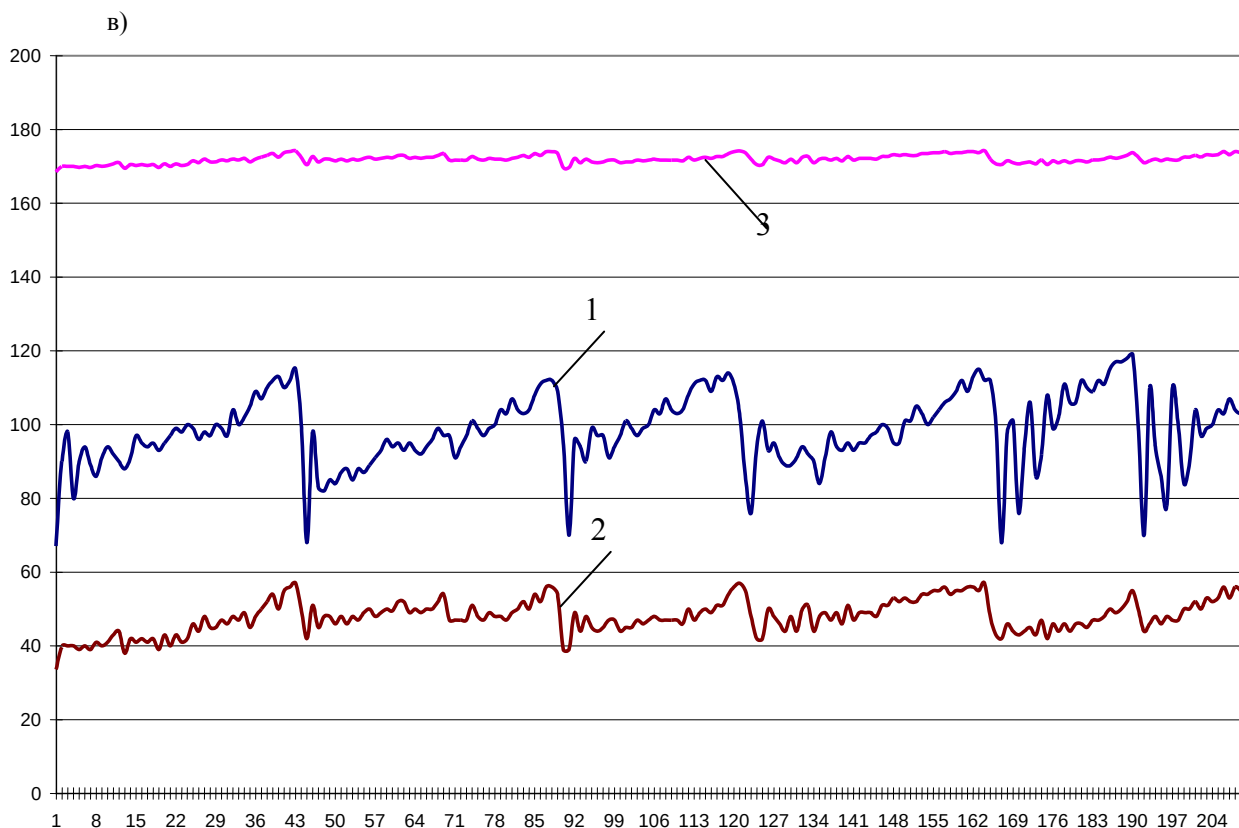


Рис. 1. Фрагменты осциллограммы блокированного резания грунта: а – при толщине срезаемой стружки $h = 0,02$ м, угле резания $\alpha = 60^\circ$, ширине рабочего органа $B = 0,325$ м и угле поворота ножа $\varphi = 60^\circ$; б – при толщине срезаемой стружки $h = 0,02$ м, угле резания $\alpha = 60^\circ$, ширине рабочего органа $B = 0,325$ м и угле поворота ножа $\varphi = 45^\circ$; в – при толщине срезаемой стружки $h = 0,08$ м, угле резания $\alpha = 30^\circ$, ширине рабочего органа $B = 0,08$ м и угле поворота ножа в плане $\varphi = 15^\circ$; 1 – горизонтальная составляющая резанию; 2 – вертикальная составляющая; 3 – боковая составляющая



Окончание рис. 1

С этой целью проводился начальный эксперимент, данные для которого снимались на всей протяженности грунтового канала (за исключением подготавливаемого приямка и неустановившегося режима резания). После этого с помощью программного обеспечения Microsoft Excel определялись среднее арифметическое максимального значения сопротивления копанью и среднеквадратичное отклонение. Данные, необходимые для расчета коэффициента вариации, сведены в табл. 1.

Коэффициент вариации определялся по формуле

$$K_{\text{вар}} = \frac{100 \cdot \sigma}{P_{\text{ср}}^{\text{max}}} = \frac{100 \cdot 5,4561}{44,622} = 12,22739 \, \%$$

По отношению $K_{\text{доп}} / K_{\text{вар}} = 12 / 12,22739 = 1,018949$ принималось по рекомендациям [3, 4] необходимое число замеров, равное $n = 4$. При такой

кратности замеров средняя погрешность опытов не превышает 10 %, что вполне допустимо при исследовании процессов копания грунта [3].

При скорости передвижения тензометрической тележки $v = 0,07$ м/с и средней продолжительности одного цикла, практически не превышающей $t = 50 \cdot 10^{-2}$ с, длина пути составит:

$$L = v \cdot t \cdot n = 50 \cdot 10^{-2} \cdot 0,07 \cdot 4 = 0,14 \text{ м.}$$

Отметим, что этот путь относится только к установившемуся режиму резания. Анализ экспериментов показал, что установившийся режим резания наступает приблизительно за $t' = 210 \cdot 10^{-2}$ с. Тогда полная длина пути при проведении одного эксперимента составит:

$$L' = t' \cdot v + L = 210 \cdot 10^{-2} \cdot 0,07 + 0,14 = 0,287 \text{ м.}$$

При этом принимался необходимый минимальный путь при одном экс-

перименте, равный 0,5 м, что повышало надежность полученных результатов. За этот промежуток пути происходит

$$n = \frac{0,5 - 210 \cdot 10^{-2} \cdot 0,07}{50 \cdot 10^{-2} \cdot 0,07} \approx 10 \text{ циклов.}$$

Табл. 1. Данные для определения необходимого пути

Номер опыта	Значение параметра $P_{\max}$	Номер опыта	Значение параметра $P_{\max}$	Номер опыта	Значение параметра $P_{\max}$
1	46,768	25	40,848	49	48,544
2	37,296	26	40,848	50	52,096
3	37,296	27	39,072	51	49,728
4	41,44	28	41,44	52	48,544
5	37,888	29	39,072	53	52,096
6	39,664	30	39,072	54	49,728
7	36,112	31	40,256	55	52,688
8	39,664	32	40,256	56	49,728
9	41,44	33	41,44	57	49,136
10	39,072	34	41,44	58	50,912
11	41,44	35	40,848	59	51,504
12	37,888	36	40,848	60	50,912
13	41,44	37	42,032	61	50,912
14	40,256	38	39,072	62	52,096
15	39,664	39	42,624	63	50,32
16	41,44	40	41,44	64	52,096
17	40,848	41	44,4	65	52,096
18	39,664	42	44,4	66	51,504
19	39,664	43	46,176	67	50,912
20	40,256	44	50,32	68	53,28
21	38,48	45	47,36	69	52,096
22	39,072	46	47,36	70	52,688
23	39,072	47	52,096	71	50,32
24	38,48	48	49,728	72	52,096
$\Sigma 3212,784$		Среднее значение параметра $\bar{P}_{\max}^{\text{ср}} = 44,622$		Среднеквадратичное отклонение $\sigma = 5,456105$	

Для определения необходимого числа опытов предварительно было проведено 10 опытов при одних и тех же условиях. По полученным средним значениям максимальной силы сопротивления резанию по каждому опыту осуществлялась статистическая обработка аналогично рассмотренной выше.

Результаты представлены в табл. 2.

Среднеквадратичное отклонение составит:

$$\sigma = 4,42447737.$$

Среднее значение параметра

$$\bar{P}_{\max}^{\text{ср}} = 42,94.$$

Коэффициент вариации

$$K_{\text{вар}} = 100 \cdot \sigma / \bar{P}_{\text{max}}^{\text{ср}} = \\ = 100 \cdot 4,42447737 / 42,94 = 10,3 \, \%$$

По отношению $K_{\text{доп}} / K_{\text{вар}} = 12/10,3 = 1,165$ в соответствии с рекомендациями [3] необходимое число опытов со-

ставляет $m = 3$.

Таким образом, представленная методика позволяет проводить экспериментальные исследования с требуемой точностью и минимальными затратами времени и ресурсов.

Табл. 2. Данные для определения необходимого числа опытов

Номер опыта	Значение параметра $\bar{P}_{\text{max}}$
1	46,8
2	50,2
3	48,6
4	37,5
5	41,1
6	39,3
7	42,4
8	44,5
9	40,9
10	38,1

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Берестов, Е. И.** Сопротивление грунтов резанию: монография / Е. И. Берестов, А. П. Смоляр. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 179 с. : ил.
2. **Зеленин, А. Н.** Разрушение мерзлых грунтов резанием, ударом и вибрацией / А. Н. Зеленин // ЦИНТИАМ. – 1962. – Сер. VI.

3. **Зеленин, А. Н.** Лабораторный практикум по резанию грунтов / А. Н. Зеленин, Г. Н. Карасев, Л. В. Красильников. – М. : Высш. шк., 1969. – 310 с.

4. **Гмурман, В. Е.** Теория вероятностей и математическая статистика / В. Е. Гмурман. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1977. – 480 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 12.06.2009

A. P. Smolyar

**The methods of experimental research
of soil cutting in the laboratory conditions**

In this article the methods of determination of the way that a strain gage cart should go with determination of the extreme rates of normal, tangent and side components of resistance to cutting in the laboratory conditions research are considered in the article.

УДК 629.3–515

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

ВЛИЯНИЕ ГИДРОУСИЛИТЕЛЯ НА ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВОЙСТВА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ТРОЛЛЕЙБУСА

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

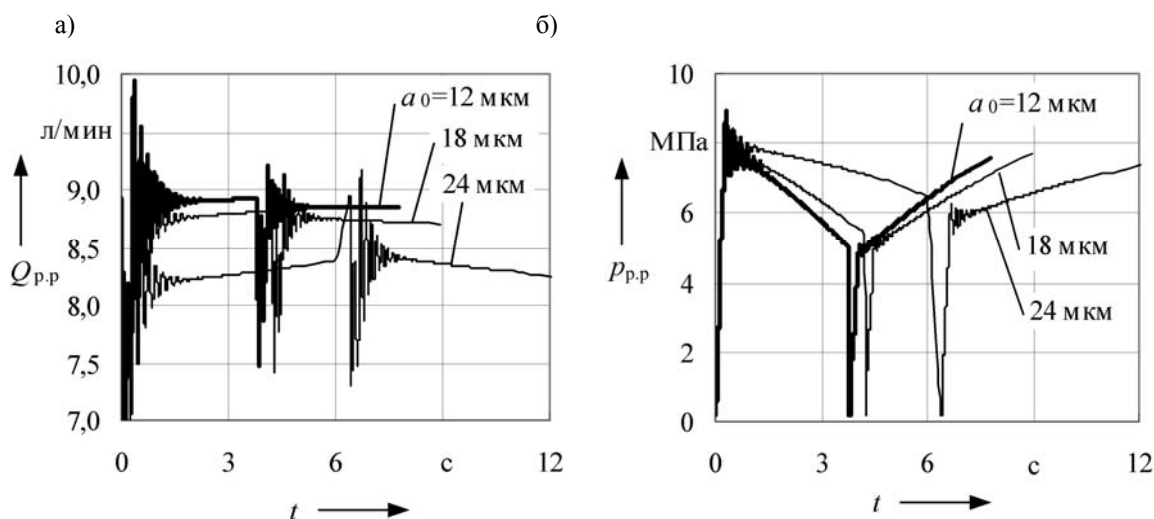


Рис. 2. Изменение характеристик регулятора расхода при выполнении маневра «поворот на 90° » гидроусилителя МАЗ–5335

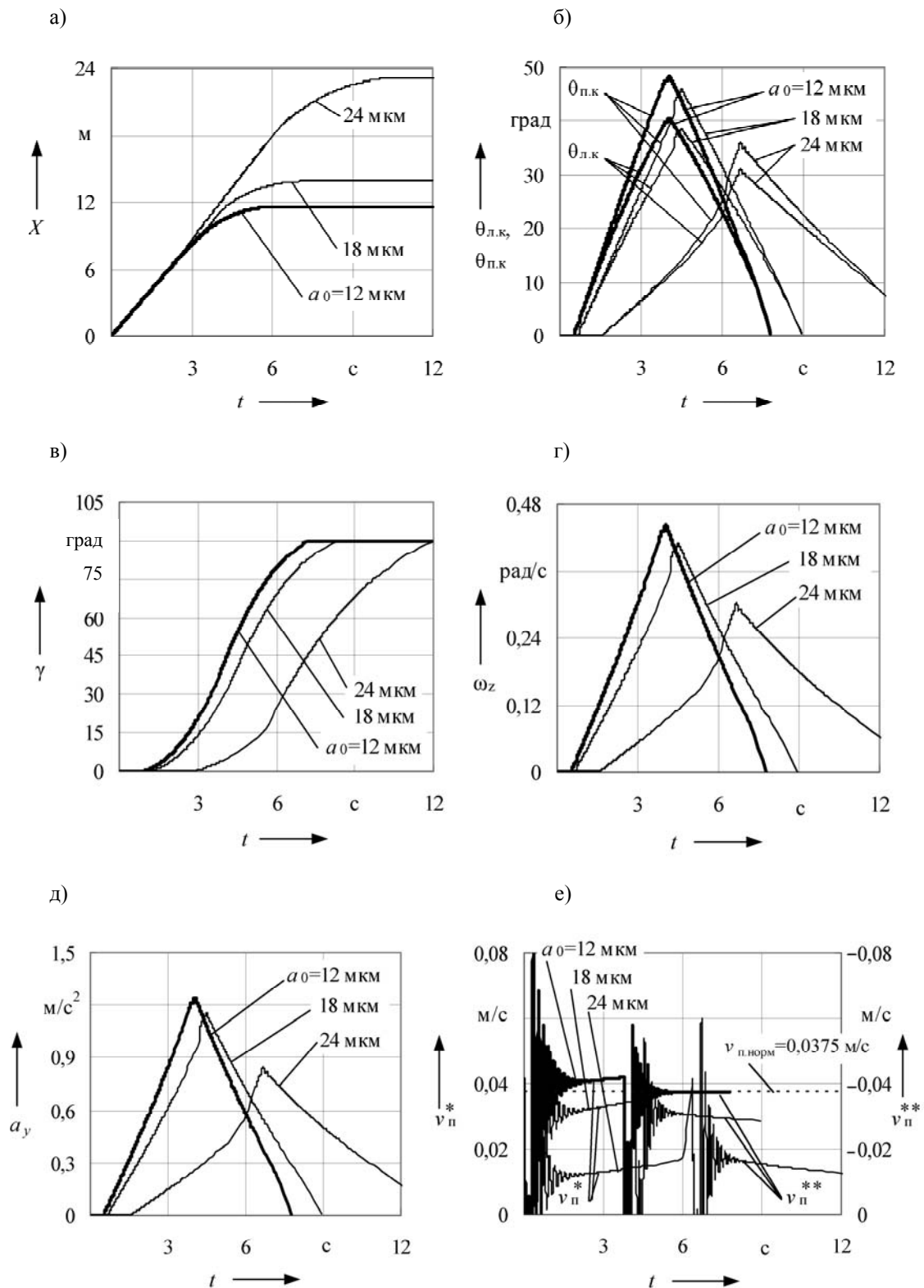


Рис. 3. Изменение параметров движения троллейбуса при повороте на 90° в зависимости от зазоров в регуляторе расхода и распределителе гидроусилителя МАЗ-5335

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

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

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

Изменение курсового угла γ отображено на рис. 3, в. После завершения поворота курсовой угол принимает значение 90° . Изменение угловой скорости поворота ω_z троллейбуса относительно вертикальной оси показано на рис. 3, г, а поперечной составляющей ускорения центра масс машины a_y – на рис. 3, д.

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

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

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

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

сосо Q_n . Согласно СТ СЭВ 1629–29 значение Q_Σ не должно превышать 15 %. По этому критерию допустимое значение $a_{0\max}$ снижается до 18 мкм, а $Q_{y1} = 0,095$ л/мин, $Q_{y2} = 2,29$ л/мин, $Q_\Sigma = 2,39$ л/мин.

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

гидроусилитель имеет более высокие показатели качества. Предельное значение зазора $a_{0\max}$ у данного гидроусилителя составляет 24 мкм (что в 1,6 раза больше, чем у исходного гидроусилителя МА3–5335). Значению $a_{0\max} = 24$ мкм соответствует допустимая предельная величина утечек через регулятор расхода $Q_{y1\max} = 0,153$ л/мин.

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

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

Наименование параметра	Тип гидроусилителя								
	МА3–5335, с насосом 130–3407200.20			МА3–5335, с насосом НШ16Г–3Л			МА3–6422, с насосом НШ16Г–3Л		
Радиальный зазор a_0 , мкм	12	18	24	12	18	24	12	18	24
Время регулирования t_p , с	3,86	4,72	9,16	2,68	3,05	4,29	2,93	3,66	8,02
Продольное перемещение машины X , м	11,017	12,672	21,622	7,778	8,851	12,499	9,013	9,597	20,872
Скорость поршня гидроцилиндра $v_{п}$, м/с	0,0419	0,0357	0,0230	0,0627	0,0567	0,0445	0,0569	0,0484	0,0302
Расход на выходе регулятора $Q_{p.p}$, л/мин	8,889	8,811	8,593	13,065	12,977	12,696	13,058	12,927	12,499
Расход утечек Q_{y1} , л/мин	0,017	0,066	0,155	0,017	0,066	0,155	0,025	0,095	0,226
Расход утечек Q_{y2} , л/мин	0,385	1,473	3,585	0,386	1,479	3,395	0,597	2,289	5,407
Суммарный расход утечек Q_Σ , л/мин / %	<u>0,402</u> 3,35	<u>1,539</u> 12,83	<u>3,740</u> 31,17	<u>0,403</u> 2,52	<u>1,545</u> 9,66	<u>3,550</u> 22,19	<u>0,622</u> 3,89	<u>2,384</u> 14,90	<u>5,633</u> 35,21
Расход на слив из регулятора в бак $Q_{слив}$, л/мин	3,097	3,123	3,252	2,918	2,956	3,142	2,916	2,976	3,274
Расход в гидроцилиндре $Q_{г.ц}$, л/мин	8,501	7,338	5,008	12,679	11,498	9,301	12,461	10,640	7,092
Среднее значение КПД гидроусилителя $\eta_{г.у.ср}$	0,671	0,537	0,278	0,783	0,695	0,519	0,746	0,623	0,362

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

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

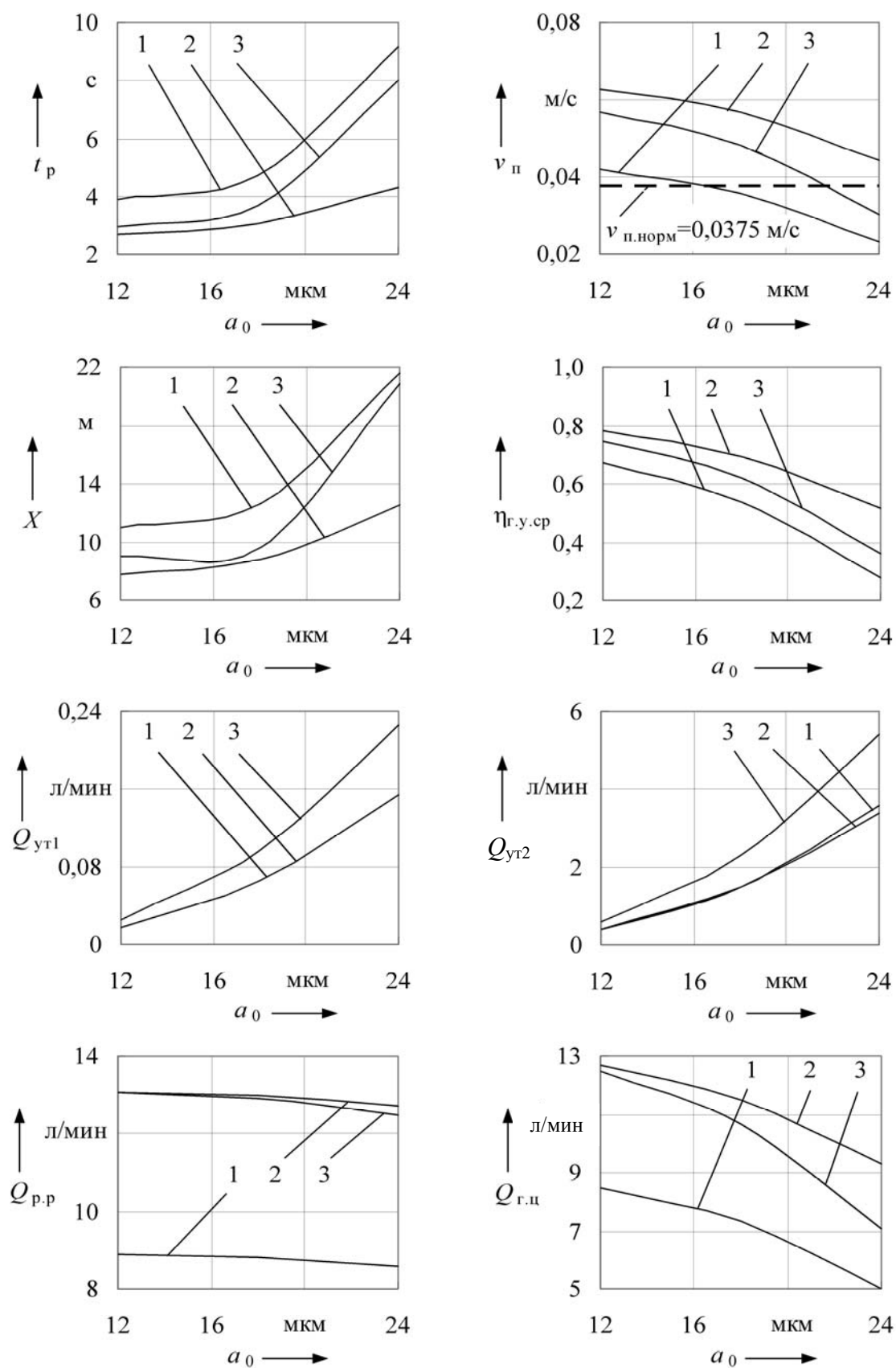


Рис. 4. Графики зависимостей критериев качества процессов функционирования рулевого управления троллейбусов с гидроусилителем от величины зазоров в регуляторе расхода и распределителе

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

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

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

Работоспособность гидроусилителя при увеличении a_0 можно восстановить путем регулирования площади проходного сечения A_{dp1} основного дросселя ДР1 регулятора расхода. Регулирование величины A_{dp1} позволяет восстановить баланс сил, действующих

на золотник регулятора расхода, и обеспечить стабилизацию расхода на требуемом уровне. При увеличении a_0 необходимо увеличивать значение A_{dp1} , что приведет к уменьшению потерь на основном дросселе ДР1 регулятора расхода, компенсирует увеличившиеся потери давления на дросселе ДР2 линии обратной связи и в результате обеспечит необходимый баланс сил на золотнике.

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

2009. – Ч. 2. – С. 177–178.

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

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

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 12.02.2010

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

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

УДК 629.114.2

Э. И. Ясюкович, канд. техн. наук, доц.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВИРТУАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРЕХОСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В статье рассматривается методика виртуальных испытаний курсовой устойчивости трехосных автомобилей со всеми управляемыми колесами, разработанная на основе пространственной динамической схемы, математической модели, алгоритма и программного обеспечения имитационного моделирования курсового движения и вертикальной динамики, а также модуля на языке Max Script в среде программы 3D Studio Max анимации. Обсуждаются некоторые полученные результаты расчетных исследований.

Введение

Натурные испытания новых образцов колесных машин требуют значительных временных и материальных затрат. Поэтому с целью сокращения названных затрат в настоящей работе предлагаются основные подходы к разработке методики виртуальных испытаний на основе имитационной модели трехосного автомобиля.

Методика виртуальных испытаний содержит подсистему имитационного моделирования, построенную на основе математических моделей и программного обеспечения курсового движения и вертикальной динамики автомобиля, а также подсистему анимации. Рассмотрим названные подсистемы.

Математические модели курсового движения и вертикальной динамики трехосного автомобиля

При повороте управляемых колес автомобиля возрастают углы увода их шин, в результате чего возникают боковые реакции опорной поверхности, которые приводят к изменению направления движения.

Боковая реакция опорной поверхности Y_i на i -е колесо вычисляется по формуле

$$Y_i = k_{ui} \delta_i, \quad (1)$$

где δ_i , k_{ui} – угол увода и коэффициент сопротивления боковому уводу шины i -го колеса автомобиля соответственно.

Значение коэффициента k_{ui} в реальных условиях криволинейного движения меняется в зависимости от приложенных к колесам нормальных и тангенциальных сил, давления воздуха в шинах, характеристик дорожной поверхности по условиям сцепления, неровностей опорной поверхности и т. д. [1]. Поэтому, чтобы получить реальную картину движения автомобиля на протяжении всего маршрута, необходимо знать значение коэффициента k_{ui} в каждый момент движения.

В настоящей постановке задачи предполагалось, что коэффициент k_{ui} не является постоянной величиной, т. к. при криволинейном движении значения углов увода превышают три–пять, а предельные могут достигать 15 град. Для уточнения коэффициента увода использовалось выражение [1]

$$k_{ui} = q_N q_T q_\phi q_\gamma q_{\psi} q_{\sigma} k_{uo}, \quad (2)$$

где q_N , q_T , q_ϕ , q_γ , q_{ψ} , q_{σ} – коэффициенты коррекции, учитывающие перераспределение по колесам нормальных к опорной поверхности нагрузок, тангенциальные (тяговые и тормозные) нагрузки, сцепные свойства колес с опорной поверхностью, наклон колес к опорной поверхности при крене автомобиля, давление воздуха в шинах, движение по грунтовой дороге соответственно; k_{uo} – тангенс угла наклона кривой $Y_i = k_{ui} \delta_i$ в начале координат.

Для вычисления коэффициента q_N

в зависимости от нормальной нагрузки в [1] предлагается следующее выражение:

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right)^3 - 0,1 \frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} - 0,1 \frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \text{Sign} \frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}, \quad (3)$$

где $\Delta R_{ZE} = R_Z - R_{ZE}$; R_{ZE} – нормальная нагрузка, соответствующая экстремуму зависимости $k_u = f(R_Z)$.

Для расчета коэффициента q_γ также в [1] предложена формула

$$q_\gamma = 1 - |\psi - \gamma_o| k_\gamma, \quad (4)$$

где ψ – угол поперечного крена оси с колесами; γ_o – угол развала колес; k_γ – коэффициент, равный 0,5...2,5.

Коэффициент q_T зависит от тангенциальной нагрузки и может быть вычислен по формуле [1]

$$q_T = \sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi R_z} \right)^2}, \quad (5)$$

где R_z , R_x – нормальная и тангенциальная силы, приложенные к колесу; φ – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью.

Значения коэффициентов q_φ , q_u , q_{ep} для каждого варианта имитационного эксперимента принимаются постоянными величинами.

Следовательно, коэффициенты сопротивления боковому уводу шин зависят от некоторых динамических параметров движения, таких как нормальная и тангенциальная реакции опорной поверхности на колеса и угол бокового наклона катящегося колеса. Для определения названных параметров математическая модель должна содержать уравнения, позволяющие определять эти параметры в каждый момент движения машины, а это требует включения в нее подсистемы вертикальной динамики.

Таким образом, для решения поставленной задачи требуется построе-

ние имитационной математической модели, объединяющей три подсистемы колесной машины: «курсовое движение», «вертикальная динамика» и «дорога». Рассмотрим эти подсистемы для случая трехосного автомобиля.

Динамические схемы курсового движения и вертикальной динамики моделируемой системы представлены на рис. 1 и 2.

На рис. 1 представлена динамическая схема курсового движения. В точке 0 на указанной схеме пересекаются нормали к плоскостям вращения каждого колеса. Эта точка является мгновенным центром поворота. При изменении угла поворота управляемых колес точка 0 будет перемещаться по линии OS, называемой линией мгновенных центров поворота. Отрезок l_{mc} на рис. 1 определяет расстояние от центра масс С автомобиля до линии OS. Векторы v_1 , v_2 , ..., v_6 указывают направления линейных скоростей центров колес.

Пространственная динамическая схема вертикальной динамики автомобиля (рис. 2) учитывает вертикальные перемещения его центра масс и центров колес, а также угловые перемещения остова относительно центральных продольной и поперечной осей. Приведенная схема учитывает также упругие перемещения автомобиля в продольном направлении, что позволяет использовать математическую модель для имитации режимов трогания с места, разгона и торможения.

В приведенных схемах приняты следующие обозначения.

Обобщенные координаты: x_c , y_c , z_c – перемещения центра масс автомобиля по продольной, поперечной и вертикальной осям; z_1 , z_2 , z_3 , z_4 , z_5 , z_6 – перемещения центров колес: левого и правого передней оси, левого и правого средней оси, левого и правого задней оси соответственно; φ , ψ , Φ – курсовой угол, углы бокового и продольного крена.

q_i – высота неровности микропрофиля дороги под i -м колесом.

$\Theta_1, \dots, \Theta_6$ – углы поворота левого и правого колес передней, средней и задней осей.

l_1, l_2, l_3 – расстояния от центра масс автомобиля до центров его передней, средней и задней осей.

$d_1, \dots, d_6$ – половина левой и правой ширины колеи передней, средней и

задней осей; c_i, k_i – коэффициенты жесткости и демпфирования шины i -го колеса; c_{ti}, k_{ti} – коэффициенты тангенциальной жесткости и демпфирования шины i -го колеса; c_{pi}, k_{pi} – коэффициенты жесткости и демпфирования i -й подвески.

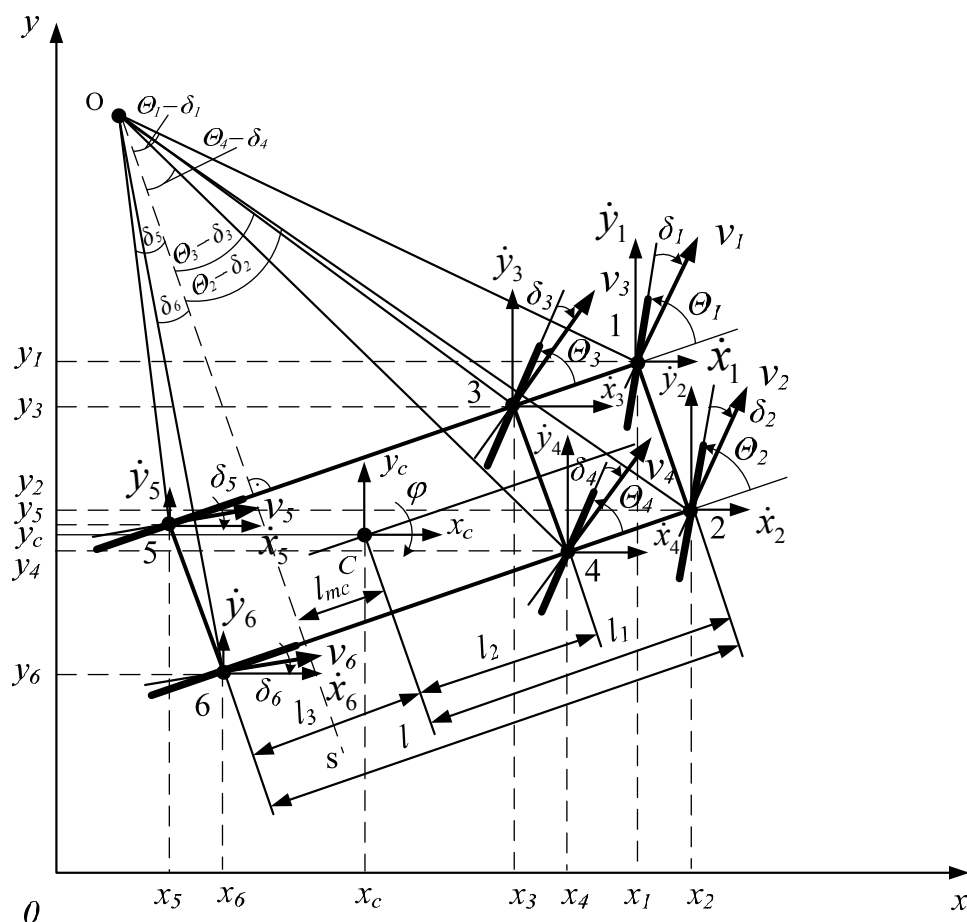


Рис. 1. Динамическая схема курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами

В результате на основе расчетных схем (см. рис. 1 и 2) была разработана математическая модель, объединяющая два вида уравнений – динамические уравнения вертикальной динамики и курсового движения и уравнения кинематических связей.

Динамические уравнения разработаны на основе математической схемы Лагранжа второго рода [4], описываю-

щей установившееся движение с постоянной скоростью, и представлены в виде системы обыкновенных дифференциальных уравнений. На автомобиль в данной постановке задачи действуют боковые реакции опорной поверхности на его движители $Y_1, \dots, Y_6$ и тормозная P_{ti} или тяговая P_{ki} силы. Тогда динамические уравнения имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x}_c &= -\sum_{i=1}^4 \{Y_i \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} - \sum_{i=5}^6 \{Y_i \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + \\
&+ (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\}; \\
m\ddot{y}_c &= \sum_{i=1}^4 \{Y_i \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} + \sum_{i=5}^6 \{Y_i \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + \\
&+ (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\}; \\
J_z \ddot{\varphi} &= \sum_{i=1}^2 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\} + \\
&+ \sum_{i=3}^4 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [-l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\} + \\
&+ \sum_{i=5}^6 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [-l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\}.
\end{aligned} \tag{6}$$

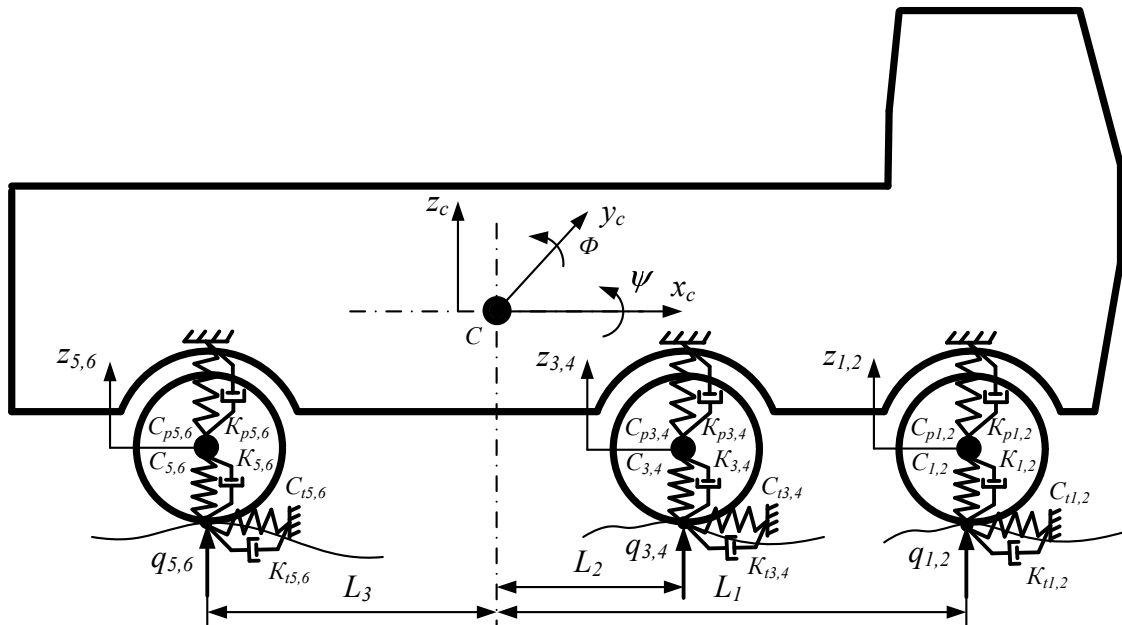


Рис. 2. Динамическая схема вертикальной динамики трехосного автомобиля

Одним из допущений, принятых при разработке математической модели, является предположение, что движение автомобиля происходит при отсутствии бокового проскальзывания его движителей на опорной поверхности. Это условие учитывается введением в математическую модель уравнений кинематических связей колес автомобиля с опорной поверхностью, полученных на ос-

нове теории увода [5, 6].

При движении автомобиля по криволинейной траектории без бокового проскальзывания шин достаточно, чтобы нормали к проекциям средних линий шин каждого колеса на опорную поверхность пересекались в одной точке. Однако, поскольку изготовление конструкций осей, обеспечивающих сформулированное требование, является прак-

тически не выполнимым, введем условие, чтобы нормали к плоскостям вращения обода каждого колеса пересекались в одной точке (рис. 1, точка О).

Тогда угол поворота переднего правого колеса Θ_2 , а также углы пово-

рота колес средней и задней осей $\Theta_3 \dots \Theta_6$ и их скорости являются зависимыми от угла поворота переднего левого колеса Θ_1 и определяются следующими выражениями:

$$\Theta_2 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_1 \operatorname{tg} \Theta_1}{l_1 + d \operatorname{tg} \Theta_1} \right); \quad \dot{\Theta}_2 = \frac{l_1^2 \dot{\Theta}_1}{(l_1 + d \operatorname{tg} \Theta_1)^2 \operatorname{Cos}^2 \Theta_1 + l_1^2 \operatorname{Sin}^2 \Theta_1}; \quad (7)$$

$$\Theta_3 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_2 \operatorname{tg} \Theta_1}{l_1} \right); \quad \dot{\Theta}_3 = \frac{l_1 l_2 \dot{\Theta}_1}{l_1^2 \operatorname{Cos}^2 \Theta_1 + l_2^2 \operatorname{Sin}^2 \Theta_1}; \quad (8)$$

$$\Theta_4 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_2 \operatorname{tg} \Theta_3}{l_2 + d \operatorname{tg} \Theta_3} \right); \quad \dot{\Theta}_4 = \frac{l_2^2 \dot{\Theta}_3}{(l_2 + d \operatorname{tg} \Theta_3)^2 \operatorname{Cos}^2 \Theta_3 + l_2^2 \operatorname{Sin}^2 \Theta_3}; \quad (9)$$

$$\Theta_5 = -\arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_3 \operatorname{tg} \Theta_1}{l_1} \right); \quad \dot{\Theta}_5 = \frac{-l_1 l_3 \dot{\Theta}_1}{l_1^2 \operatorname{Cos}^2 \Theta_1 + l_3^2 \operatorname{Sin}^2 \Theta_1}; \quad (10)$$

$$\Theta_6 = \arg \operatorname{tg} \left(\frac{l_3 \operatorname{tg} \Theta_5}{l_3 + d \operatorname{tg} \Theta_5} \right); \quad \dot{\Theta}_6 = \frac{l_3^2 \dot{\Theta}_5}{(l_3 + d \operatorname{tg} \Theta_5)^2 \operatorname{Cos}^2 \Theta_5 + l_3^2 \operatorname{Sin}^2 \Theta_5}. \quad (11)$$

Вторым условием, обеспечивающим криволинейное движение колесной машины без бокового проскальзывания ее шин, является равенство нулю суммы проекций продольной и поперечной составляющих скоростей каж-

дого колеса в точке его контакта с опорной поверхностью на нормаль к направлению скорости соответствующего колеса. Это условие записывается в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_i \cdot \operatorname{Cos}(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \dot{x}_i \operatorname{Sin}(\varphi + \Theta_i - \delta_i) &= 0, \quad i = 1, 2; \\ \dot{y}_i \cdot \operatorname{Cos}(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \dot{x}_{2j} \operatorname{Sin}(\varphi + \Theta_i - \delta_i) &= 0, \quad i = 3, 4; \\ \dot{y}_i \cdot \operatorname{Cos}(\varphi + \delta_i) - \dot{x}_i \operatorname{Sin}(\varphi + \delta_i) &= 0, \quad i = 5, 6, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $\dot{x}_{ij}$, $\dot{y}_{ij}$ – проекции линейных скоростей центров колес на продольную и поперечную оси систем координат X0Y (см. рис. 1).

Выразив продольные и поперечные координаты центров каждого колеса через принятые независимые координаты, продифференцировав по времени полученные выражения и

подставив их в (12), а затем взяв производные по времени от полученных уравнений, после несложных преобразований получим уравнения кинематических связей колес машины с опорной поверхностью, которые имеют вид последних трех уравнений системы (13):

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_c &= \left\{ -\sum_{i=1}^4 \{Y_i \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} - \sum_{i=5}^6 \{Y_i \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + \right. \\
&\quad \left. + (P_{ki} - P_{ti}) \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\} \right\} / m; \\
\ddot{y}_c &= \left\{ \sum_{i=1}^4 \{Y_i \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i)\} + \sum_{i=5}^6 \{Y_i \cos(\varphi - \Theta_i + \delta_i) + \right. \\
&\quad \left. + (P_{ki} - P_{ti}) \sin(\varphi - \Theta_i + \delta_i)\} \right\} / m; \\
\ddot{\varphi} &= \left\{ \sum_{i=1}^2 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\} + \right. \\
&\quad + \sum_{i=3}^4 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [-l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\} + \\
&\quad \left. + \sum_{i=5}^6 \{Y_i [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \sin(\Theta_i - \delta_i)] + (P_{ki} + P_{ti}) [-l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]\} \right\} / J_z. \\
z_c &= \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 P_{mj} / m; \quad \ddot{z}_i = (P_i - P_{mi}) / m_i, \quad i = 1 \dots 6; \\
\ddot{\psi} &= \sum_{i=1}^3 (-P_{i1} d_{i1} + P_{i2} d_{i2}) / J_x; \quad \ddot{\Phi} = \sum_{i=1}^3 (P_{i1} l_i + P_{i2} l_2) / J_y; \\
&\left. \begin{aligned}
&\dot{\delta}_i \{ \dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{\varphi} [l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
&\quad \pm d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] \} = \ddot{x}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \ddot{y}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \\
&\quad - \ddot{\varphi} [l_i \cos(\Theta_i - \delta_i) \pm d_{1j} \sin(\Theta_i - \delta_i)] - \dot{\varphi}^2 [l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
&\quad \mp d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_i) [\dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \\
&\quad + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{\varphi} [l_i \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)]] \quad i = 1, 2; \\
&\dot{\delta}_i \{ \dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{\varphi} [l_2 \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
&\quad \mp d_i \cos(\Theta_i - \delta_i)] \} = \ddot{x}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) - \ddot{y}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \\
&\quad + \ddot{\varphi} [l_2 \cos(\Theta_i - \delta_i) \pm d_{2j} \sin(\Theta_i - \delta_i)] - \dot{\varphi}^2 [l_2 \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp \\
&\quad \mp d_2 \cos(\Theta_i - \delta_i)] + (\dot{\varphi} + \dot{\Theta}_i) [\dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \\
&\quad + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i - \delta_i) + \dot{\varphi} [l_2 \sin(\Theta_i - \delta_i) \mp d_2 \cos(\Theta_i - \delta_i)]] \quad i = 3, 4; \\
&\dot{\delta}_i \{ \dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i + \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i + \delta_i) + \dot{\varphi} [l_3 \sin(\Theta_i + \delta_i) \pm \\
&\quad \pm d_3 \cos(\Theta_i + \delta_i)] \} = \ddot{x}_c \sin(\varphi + \Theta_i + \delta_i) - \ddot{y}_c \cos(\varphi + \Theta_i + \delta_i) + \\
&\quad + \ddot{\varphi} [l_3 \cos(\Theta_i + \delta_i) \pm d_3 \sin(\Theta_i + \delta_i)] - \dot{\varphi}^2 [l_3 \sin(\Theta_i + \delta_i) \mp \\
&\quad \mp d_3 \cos(\Theta_i + \delta_i)] + \dot{\varphi} [\dot{x}_c \cos(\varphi + \Theta_i + \delta_i) + \dot{y}_c \sin(\varphi + \Theta_i + \delta_i) + \\
&\quad + \dot{\varphi} [l_3 \sin(\Theta_i + \delta_i) \mp d_3 \cos(\Theta_i + \delta_i)]] \quad i = 5, 6.
\end{aligned} \right\} \quad (13)
\end{aligned}$$

Как отмечалось выше, значения коэффициентов сопротивления боковому уводу шин не являются постоянными и в каждый момент времени зависят от некоторых динамических характеристик движущегося автомобиля. В связи

с этим в математическую модель (13) введены уравнения вертикальной динамики (четвертое, пятое, шестое и седьмое уравнения), которые были получены на основе динамической схемы (см. рис. 2) и математической схемы Ла-

гранжа второго рода [4].

В математической модели (13) уравнения кинематических связей записаны относительно скоростей деформаций $\dot{\delta}_i$, что является допустимым, т. к. значения старших производных обобщенных координат $\ddot{x}_c$, $\ddot{y}_c$, $\ddot{\phi}$, входящих в правые части этих уравнений, однозначно определяются из динамических уравнений.

Полученная математическая модель может быть использована для моделирования вертикальной динамики и курсового движения колесных машин с управляемыми колесами на передней и задней, передней и средней, а также передней, средней и задней осях. Для этого достаточно принять углы поворота неуправляемых колес равными нулю в соответствующих уравнениях математической модели.

Разработка программного обеспечения численного решения уравнений движения трехосного автомобиля

Для решения сформулированной задачи применялся метод имитационного моделирования, который позволяет учесть нелинейные характеристики элементов рассматриваемой динамической системы автомобиля. Для этого использовались заранее полученные выражения, аппроксимирующие характеристики соответствующих нелинейных элементов.

Движение колесной машины по дороге сопровождается воздействиями от ее неровностей, которые вызывают вертикальные, продольные, поперечные и угловые колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс. В настоящей работе в качестве воздействий опорной поверхности на колесную машину использовались неровности, которые считывались из файла, созданного специальной программой моделирования микропрофиля опорной поверхности.

Таким образом, разработанная методика кроме математической модели содержит программное обеспечение, позволяющее исследовать курсовое движение и вертикальную динамику трехосных колесных машины по дорогам различных категорий с любым сочетанием осей с управляемыми и неуправляемыми колесами.

Алгоритм решения задачи предусматривает ввод исходных данных и начальных условий интегрирования, вызов процедуры приведения задачи к системе из 30 дифференциальных уравнений первого порядка, ее численное интегрирование, анализ текущих результатов, формирование графических зависимостей по результатам решения. Анализ текущих результатов интегрирования заключается в текущем контроле значений углов увода колес на недопущение их предельных значений.

Программное обеспечение имитационного моделирования курсового движения автомобиля разработано в среде программы Excel с использованием языка программирования Visual Basic for Application, а его анимации – в среде программы 3D Studio Max с использованием языка программирования MaxScript.

Модуль анимации считывает с диска файлы заранее созданных графических образов автомобиля и его подвижных относительно корпуса элементов, а также файл, содержащий динамические характеристики автомобиля, полученные в результате интегрирования его уравнений движения, и выполняет визуализацию результатов расчетного эксперимента, т. е. визуализацию процессов движения автомобиля по сценарию, содержащемуся в файле результатов имитационного моделирования.

Расчетные исследования курсовой устойчивости трехосного автомобиля

В качестве исходных данных при проведении расчетных исследований использовались численные значения массогеометрических и инерционных параметров автомобиля, упругих характеристик его шин и подвески, закон изменения угла поворота управляемых колес [5], а также файл микропрофиля опорной поверхности.

Имитационное моделирование проводилось в интервале времени до 200 с с различными значениями параметров по различным траекториям движения и категориям дорог. При этом на первом листе книги Excel задавались исходные данные. В столбцы второго листа книги Excel выводились динами-

ческие характеристики параметров движения автомобиля, по которым на этом же листе формировались соответствующие графики функции времени (рис. 3 и 4), а на первом листе – диаграммы в координатах X0Y (рис. 5 и 6).

На рис. 3 приведен фрагмент первых четырех секунд имитационного моделирования вертикальной динамики трехосного автомобиля с управляемыми колесами на передней и средней осях при движении его по траектории «вход в поворот радиусом 22 м» на скорости 8 м/с по грунтовой дороге со следующими параметрами микропрофиля: $\sigma = 0,06$ м, $\alpha_o = 1,5$ м⁻¹, $\beta_o = 0,75$ м⁻¹, где σ – среднее квадратическое отклонение высоты неровности микропрофиля; α_o , β_o – коэффициенты корреляционной связи.

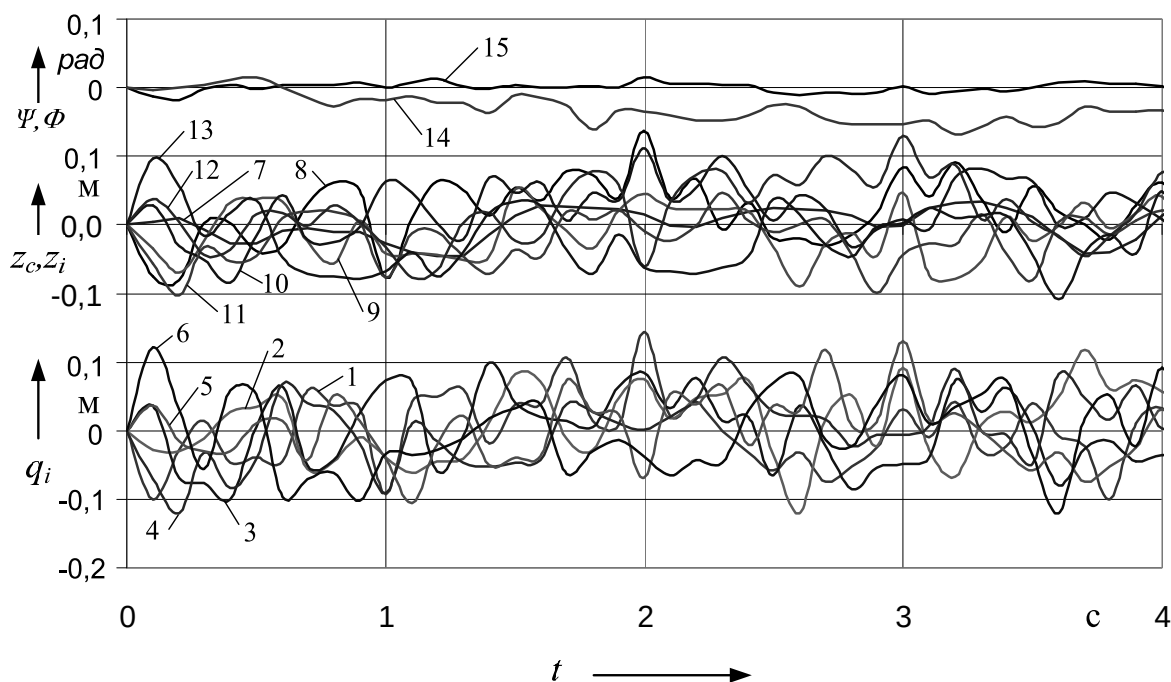


Рис. 3. Фрагмент результатов имитационного моделирования движения трехосной колесной машины по траектории «вход в поворот радиусом 22 м» на скорости 8 м/с: 1...6 – абсциссы неровностей микропрофиля опорной поверхности под левым и правым колесами передней, средней и задней осей автомобиля соответственно; 7 – вертикальные перемещения центра масс; 8...13 – вертикальные перемещения центров левого и правого колес соответственно передней, средней и задней осей; 14, 15 – углы бокового крена и продольного крена

На рис. 4 представлены результаты моделирования режима «вход в поворот» и движение автомобиля с управляемыми колесами на передней и средней осях со скоростью 5 м/с по круговой траектории с углом поворота передних колес 22,9 град.

Из рис. 4 видно, что углы увода шин возрастают при отклонении управляемых колес и при движении по круго-

вой траектории не являются постоянными, а колеблются относительно некоторого среднего значения, т. к. зависят от нормальной реакции дороги и углов бокового наклона колес, которые в процессе движения также непостоянны.

На рис. 5 приведены круговые диаграммы движения автомобиля в координатах XOY со скоростью 5 м/с в интервале времени 0...40 с.

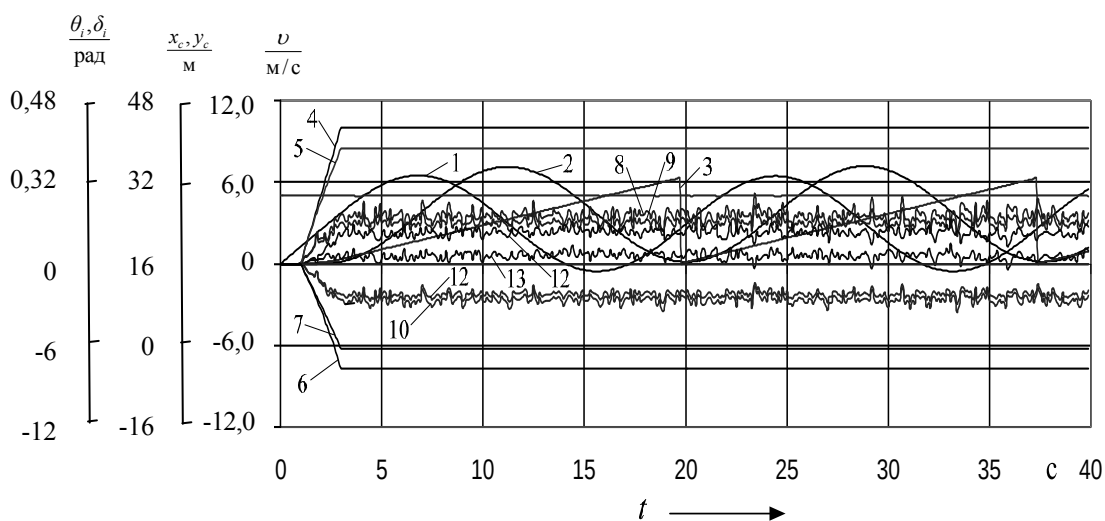


Рис. 4. Фрагмент результатов имитационного моделирования курсового движения трехосного автомобиля по круговой траектории с углом поворота передних колес 22,9 град со скоростью 5 м/с: 1, 2 – перемещения центра масс колесной машины по осям OX и OY ; 3 – курсовой угол; 4...7 – углы поворота левого и правого колес передней и задней осей соответственно; 8...13 – углы увода шин левого и правого колес передней, средней и задней осей соответственно

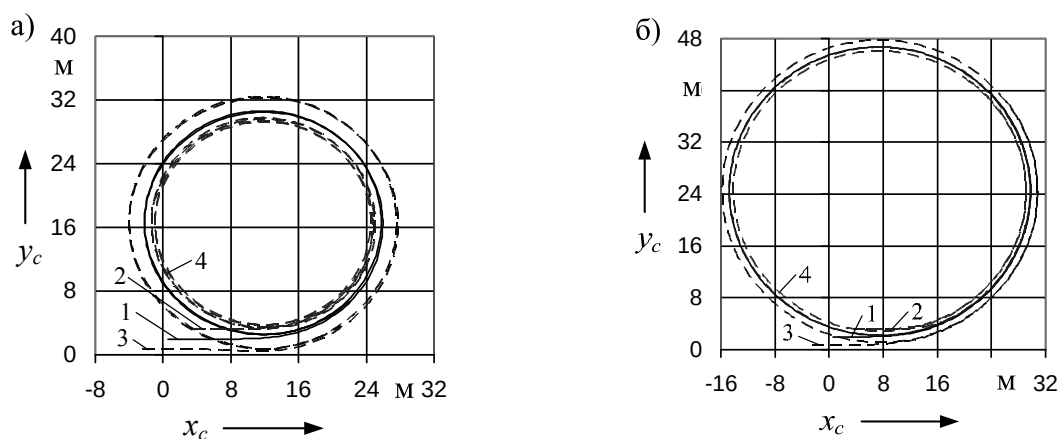


Рис. 5. Диаграммы движения автомобиля по круговой траектории: а – управляемые колеса на передней и задней осях; б – управляемые колеса на передней и средней осях; траектории движения: 1 – центра масс автомобиля; 2 – переднего левого колеса; 3 – заднего правого колеса; 4 – левого колеса средней оси

На рис. 5, а изображена круговая диаграмма входа в поворот и движения по кругу автомобиля с управляемыми колесами на передней и задней осях. На рис. 5, б – аналогичная диаграмма, но с управляемыми колесами на передней и средней осях.

В обоих вариантах первую секунду автомобиль двигался по продольной оси с нулевыми значениями всех управляемых колес. Далее в интервале времени 1...3 с передние управляемые колеса поворачивались в направлении против часовой стрелки со скоростью 0,2 рад/с, а затем – с постоянным значением этого угла, равным 22,9 град.

Из приведенных диаграмм видно, что поворачиваемость автомобиля с управляемыми колесами на передней и задней осях значительно выше, чем у

автомобиля с управляемыми колесами на передней и средней осях.

На рис. 6 представлены результаты имитационного моделирования маневров автомобиля «поворот на 90 град» и «разворот на 180 град», анализ которых показал, что разработанная методика позволяет моделировать не только эти режимы движения колесной машины, но и режимы «смена полосы движения» и «обгон».

Таким образом, расчетные исследования подтверждают работоспособность разработанных математических моделей и программного обеспечения и возможность их использования для проведения виртуальных испытаний курсового движения и вертикальной динамики колесных машин в условиях, близких к реальным.

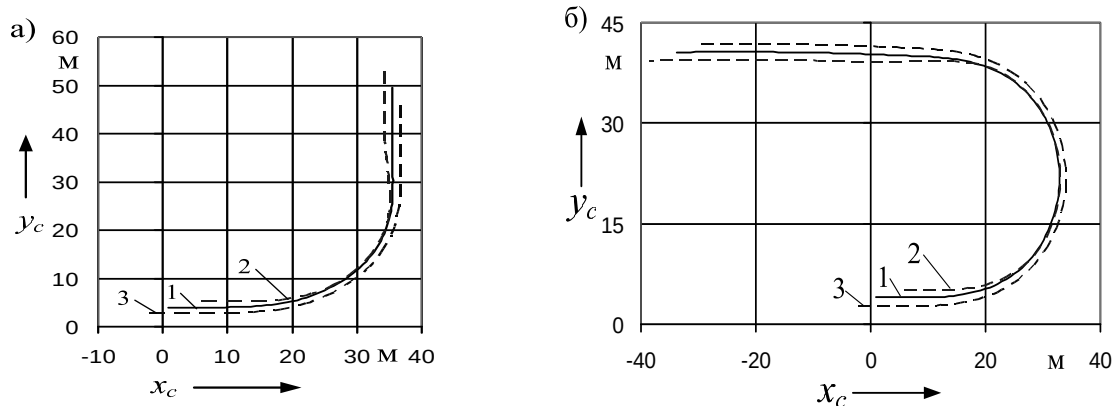


Рис. 6. Фрагменты вариантов имитационного моделирования курсового движения автомобиля по траекториям: а – поворот на 90 град в интервале времени 0...9 с со скоростью 8 м/с. Радиус поворота 18,9 м; б – разворот на 180 град в интервале времени 0...15 с со скоростью 8 м/с. Радиус поворота 16,6 м; траектории движения: 1 – центра масс автомобиля; 2 – центра переднего левого колеса; 3 – центра заднего правого колеса

Заключение

Таким образом, выполненная разработка может быть предложена в качестве методики виртуальных испытаний курсовой устойчивости трехосных автомобилей, позволяющей в кратчайшее время увидеть на экране монитора компьютера результаты проектирования в виде анимационной сцены поведения их

в условиях, близких к реальным, и тем самым существенно удешевить и сократить сроки проектирования, т. к. при этом многие работы по анализу работоспособности, эффективности и даже конкурентоспособности новых образцов могут быть значительно сокращены и упрощены, поскольку не требуется разработки технологии изготовления, соз-

дания опытного образца и проведения натурных испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Антонов, А. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1979. – 216 с. : ил.

2. Высоцкий, М. С. Автотрактороконбайностроение: компьютерные технологии в интеграции потенциала академической и отраслевой науки / М. С. Высоцкий, С. В. Харитончик // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 2. – С. 10–17.

3. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с. : ил.

4. Лурье, А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с. : ил.

5. Ясюкович, Э. И. Имитационное моделирование курсового движения трехосного автомобиля со всеми управляемыми колесами / Э. И. Ясюкович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 60–67.

6. Rocard, Y. Dynamique Generale des Vibrations / Y. Rocard. – Paris, 1949.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 20.01.2010

E. I. Yasukovich

Development of a technique of virtual tests of course stability of six-wheeled automobiles

The technique of virtual tests of course stability of six-wheeled automobiles with all controlled wheels developed on the basis of the spatial dynamic scheme, mathematical model, algorithm and software of imitating modeling of course movement and vertical dynamics and the module in Max Script language in environment of the program 3D Studio Max animation is considered in the article. Some received results of the calculation researches are discussed in the paper.

МАШИНОСТРОЕНИЕ . МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 672.822.1

О. В. Благодарная, А. П. Минаков, д-р техн. наук, проф.

РАСЧЕТ СИЛОВОЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ УСТАНОВКИ ДЛЯ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОГО ПОЛИРОВАНИЯ (МАП) ШВЕЙНЫХ ИГЛ

Представлен расчет электромагнитной системы установки для магнитно-абразивного полирования швейных игл. Магнитная силовая система создает магнитное поле, которое воздействует на абразивные частицы, срезающие микронеровности на обрабатываемой поверхности иглы. Показана силовая топография между полюсами электромагнитной системы.

Магнитно-абразивное полирование является одним из прогрессивных технологических методов окончательной обработки поверхностей деталей. Магнитно-абразивное полирование – это технологический процесс отделочных операций деталей путем воздействия на их поверхности магнитным абразивным порошком, находящимся в свободном состоянии в рабочей жидкости под действием магнитного переменного поля, возникающего между двумя полюсами электромагнитов [1, 2]. Порошок с рабочей жидкостью помещается в кювету между полюсами магнитов. В результате перемены полюсов магнитов меняется направленность магнитных линий, и абразивные зерна под действием магнитных сил прижимаются к обрабатываемой поверхности детали и сглаживают все микронеровности путем резания.

При сравнении процесса резания абразивным зерном в связанном состоянии (шлифовальный круг, брусок, абразивная шкурка и т. д.) и зерном в свободном состоянии (пескоструйная обработка, магнитно-абразивная обработка) можно заметить существенную разницу между этими технологиями. При шлифовании или полировании связанным абразивом зернам сообщаются силы от внешнего источника через жесткую или упругую связку (связка в абразивном круге, бумага или ткань в шкурке, вой-

лок в круге и т. п.). Возникающие при этом нормальные и тангенциальные силы воспринимаются связкой, которая является еще и элементом кинематической цепи, обеспечивающим относительное движение абразивных частиц относительно поверхности детали. Так как связка в процессе обработки не меняет своих упругих или жестких свойств, то кинематика движений инструмента строго соответствует кинематике движения, задаваемой станком. Иное положение наблюдается при работе абразивной частицы в так называемом свободном состоянии. Абразивная частица может занимать положение и изменять его относительно поверхности детали независимо от кинематики станка, так как частица не имеет жесткой или даже упругой связи со связкой. Для связанного абразивного инструмента (например, шлифовального круга), для свободного абразивного зерна при пескоструйке или магнитно-абразивной обработке связка, как таковая, отсутствует. Связкой в данном случае служат воздух или жидкость при пескоструйке и магнитное поле при магнитно-абразивной обработке. В работе рассматриваются особенности механического взаимодействия абразивных частиц с поверхностью детали при действии магнитного поля.

Расчет сил резания абразивной частицей

При МАП швейной иглы обрабатывается рабочая часть, т. е. лезвие иглы. В швейном производстве обычно используются иглы с номерами от № 60 до 210, что соответствует диаметрам лезвий от 0,6 до 2,1 мм (для определения диаметра лезвия необходимо номер иглы разделить на 100).

Примем среднее значение диаметра иглы $d_{\text{ср}} = 1,5$ мм. Длина l рабочей части (лезвия) иглы колеблется в пределах от 12 до 25 мм, среднее значение $l = 20$ мм.

Согласно [1], за один проход абразивная частица диаметром до 200 мкм срезает поверхность обрабатываемой детали на глубину $h = 0,5$ мкм. Если принять геометрическую форму частицы в виде шара, то такая частица будет

срезать с обрабатываемой поверхности слой металла, проекция которого в плоскости, перпендикулярной направлению резания, представит сегмент окружности радиусом R . Площадь такого сегмента [3]:

$$S_{\text{сез}} = \frac{1}{2} R^2 \left(\frac{\alpha^0 \pi}{180^0} - \sin \alpha \right),$$

где α^0 – угол, соответствующий сегменту (рис. 1), град; R – радиус окружности, соответствующий геометрической форме абразивной частицы, мм.

$$k = R - h = 0,45 - 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,4497 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} \frac{b}{2} &= \sqrt{R^2 - k^2} = \\ &= \sqrt{0,45^2 - 0,4497^2} = 0,0164 \text{ мм}; \\ b &= 0,0328 \text{ мм}. \end{aligned}$$

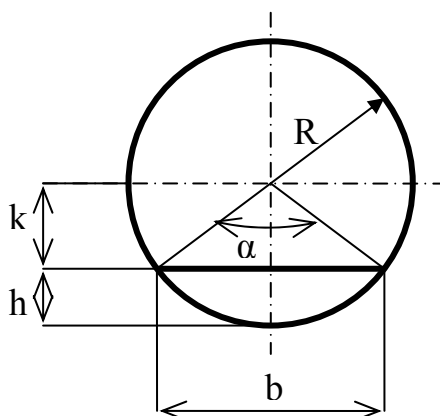


Рис. 1. К расчету среза слоя поверхности иглы абразивной частицей

Из рис. 1

$$\frac{\alpha}{2} = \arcsin \frac{\frac{b}{2}}{R} = \frac{0,0328}{0,45} = 4,6444^0;$$

$$\alpha = 9,2887^0;$$

$$\sin \alpha = \sin 9,2887^0 = 0,1614;$$

$$\begin{aligned} S_{\text{сез}} &= \frac{1}{2} \cdot 0,45^2 \left(\frac{9,2887 \cdot 3,14}{180} - 0,1614 \right) = \\ &= 6 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

Материалом швейной иглы является сталь углеродистая (или никелевый сплав), твердость которой HRC 60. Такой твердости соответствует предел прочности на растяжение–сжатие $\sigma_s = 1200$ МПа; по тангенциальным напряжениям $\tau = 0,3 \dots 0,4$ предел прочности $\sigma_s = (0,3 \dots 0,4) 1200 = 360 \dots 480$ МПа.

Элементарная сила, необходимая для среза элементарного слоя обрабатываемой детали:

$$dF_{cp} = [\tau]_{cp} \cdot dS_{cp} = 400 \cdot 6 \cdot 10^{-5} = 0,024 \text{ Н.}$$

Будем считать, что срез поверхности иглы происходит в диаметральной плоскости иглы по всей площади сегмента $S_{сез}$. На рабочей части иглы поместятся

$$n = \frac{l}{b} = \frac{20}{0,0328} \cong 610 \text{ частиц абразива.}$$

Суммарная сила, действующая на иглу в диаметральной плоскости:

$$F_{\Sigma} = dF_{cp} \cdot n = 0,024 \cdot 610 = 14,64 \text{ Н.}$$

Для этой силы, действующей на абразивные частицы, обрабатывающие

иглу, рассчитаем требуемый магнитный поток в электромагнитной катушке.

Расчет электромагнитной силовой системы

Общий вид электромагнитной катушки с размерами показан на рис. 2. Учитывая то, что размеры катушки уже заданы по конструктивным соображениям, необходимо определить диаметр провода, который подходил бы для заданных условий, и подаваемое на катушку напряжение. При расчете параметров электромагнитной катушки используем методические рекомендации и данные из [4–7].

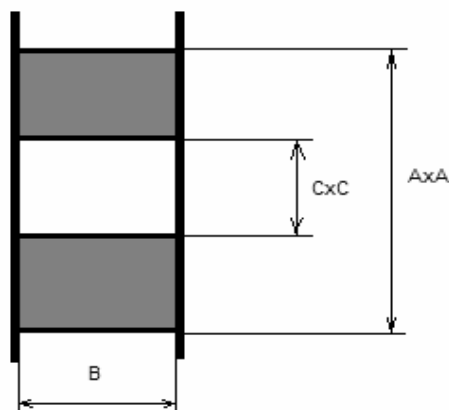
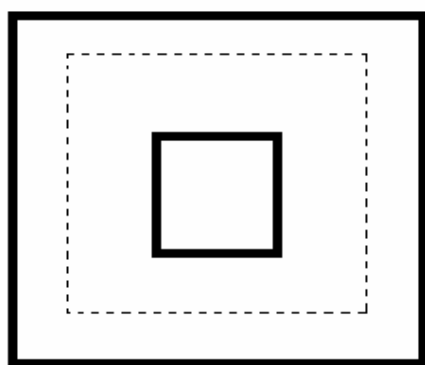


Рис. 2. Размеры окна электромагнитной катушки

1. Магнитный поток Φ , Вб, определяется из [4, формула (108)]:

$$\Phi = 5 \cdot 10^{-3} (0,1 F_{\Sigma} \cdot S_b)^{\frac{1}{2}},$$

где S_b – площадь воздушного зазора, определяемая площадью поперечного сечения фланца,

$$S_b = 0,07 \cdot 0,07 = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$\Phi = 5 \cdot 10^{-3} (0,1 \cdot 14,64 \cdot 4,9 \cdot 10^{-3})^{\frac{1}{2}} = 4,23 \cdot 10^{-4} \text{ Вб.}$$

2. Найдем намагничивающую силу в зазоре:

$$H_b \delta_k = B_b \delta_k / \mu_0,$$

где B_b – магнитная индукция в зазоре,

$$B_b = \frac{\Phi}{S_b} = \frac{4,23 \cdot 10^{-4}}{4,9 \cdot 10^{-3}} = 0,086 \text{ Тл;}$$

δ_k – длина критического воздушного зазора, $\delta_k = 1 \cdot 10^{-3}$ м; μ_0 – магнитная проницаемость воздуха, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

$$H_b \delta_k = \frac{0,086 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{4,3,14 \cdot 10^{-7}} = 68,5 \text{ А},$$

3. Определим намагничивающую силу фланца $H_\phi l_\phi$, для чего вычислим магнитную индукцию во фланце:

$$B_\phi = \frac{\Phi}{S_\phi}; \quad S_b = S_\phi = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$B_\phi = \frac{4,23 \cdot 10^{-4}}{4,9 \cdot 10^{-3}} = 0,086 \text{ Тл}.$$

На кривой намагничивания электротехнической стали значению $B_\phi = 0,086$ Тл соответствует напряженность магнитного поля во фланце $H_\phi = 58$ А/м. Таким образом,

$$H_\phi l_\phi = 58 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,058 \text{ А}.$$

4. Намагничивающую силу сердечника $H_c l_c$ найдем аналогично намагничивающей силе фланца:

$$B_c = \frac{\Phi}{S_c}; \quad S_c = 0,05 \cdot 0,05 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$B_c = \frac{4,23 \cdot 10^{-4}}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 0,169 \text{ Тл}.$$

На кривой намагничивания электротехнической стали [4, рис. 209] значению $B_c = 0,169$ Тл соответствует напряженность магнитного поля $H_c = 37$ А/м. Тогда $H_c l_c = 37 \cdot 1,3 \cdot 10^{-2} = 0,48$ А.

5. Рабочую намагничивающую силу рассчитаем при коэффициенте запаса $K_3 = 2$ по формуле

$$(I\varpi)_{\text{раб}} = K_3 (I\varpi)_{\text{ср}} = 2(68,5 + 0,058 + 0,48) = 138,076 \text{ А}.$$

6. При размерах электромагнитной катушки $70 \times 70 \times 30$ мм (см. рис. 2) площадь окна катушки

$$Q_0 = 30 \cdot 70 = 210 \text{ мм}^2.$$

7. Среднюю длину одного витка рассчитаем по формуле

$$l_{\text{ср}} = \frac{2(a-b)}{2} = \frac{2(70+34)}{2} = 104 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

По [4, табл. 7] с учетом силового и длительного характера работы электромагнита выбираем медный провод изолированный марки ПЭВ-2 диаметром $d = 0,5$ мм и площадью поперечного сечения $q = 0,1965 \text{ мм}^2$. Так как диаметр провода $d > 0,35$ мм, применяем рядовую намотку провода, при которой соблюдается порядок укладки витков в ряд и порядок рядов намотки.

8. Диаметр обмоточного провода вычислим по формуле

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{(I\varpi)_{\text{раб}} \rho \cdot l_{\text{ср}}}{U}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,076 \cdot 138,076 \cdot 0,0175 \cdot 104 \cdot 10^{-3}}{24}} = 0,12 \text{ мм}.$$

Число витков рядовой намотки

$$\varpi = \frac{Q_0}{k_1^2 \cdot d^2},$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий толщину и вид изоляции провода, $k_1 = 1,1 \dots 1,6$.

$$\varpi = \frac{2100}{1,2^2 \cdot 0,5^2} = 5833.$$

9. Коэффициент заполнения окна катушки

$$K_3 = \frac{\varpi \cdot q}{Q_0} = \frac{5833 \cdot 0,1965}{2100} = 0,55,$$

что вполне допустимо, т. е. обмотка размещается в окне катушки.

10. Сопротивление обмотки

$$R = \frac{\rho l_{\text{ср}} \varpi}{q} = \frac{0,0175 \cdot 104 \cdot 10^{-3} \cdot 5833}{0,1965} = 54 \text{ Ом},$$

где ρ – удельное сопротивление провода (для медного провода $\rho = 0,0175 \text{ Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$).

11. Рабочий ток в обмотке катушки

$$I_{\text{раб}} = \frac{U}{R} = \frac{24}{54} = 0,44 \text{ А.}$$

12. Мощность электромагнитной катушки

$$P = I^2 \cdot R = 4,07^2 \cdot 54 = 10,45 \text{ Вт.}$$

13. Плотность тока в обмотке

$$\Delta = \frac{I_{\text{раб}}}{q} = \frac{0,44}{0,1965} = 2,2 \text{ А/мм}^2 \leq 2...4 \text{ А/мм}^2.$$

**Силовая топография между
полюсами электромагнитной
системы**

Проведены измерения магнитной индукции с помощью прибора ТЕСЛАМЕТРА ЭМ4305 № 27-42 в

миллитеслах.

Были проведены измерения в зазоре между полюсами электромагнитов. Эпюра распределения магнитной индукции в зазоре показана на рис. 3.

Направление силовых линий магнитного поля показано стрелками. Можно видеть, что максимум индукции расположен ближе к краям полюсов. В центре системы силовые линии направлены друг против друга, поэтому величина магнитной индукции равна нулю. Распределение магнитной индукции в зазоре от одного полюса к другому (рис. 4) равномерно изменяется таким образом, что по середине между полюсами индукция равна нулю и к границам полюсов возрастает до максимума (20 мТл). Можно отметить, что наличие ферромагнитного порошка не влияет на изменение магнитной индукции в зазоре.

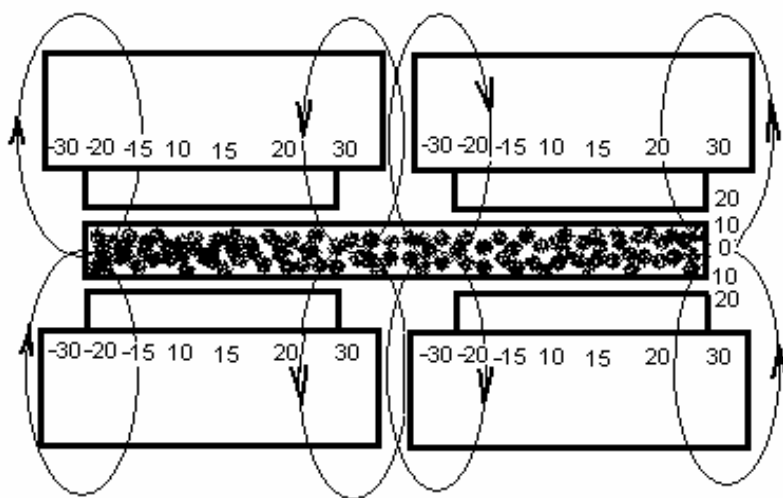


Рис. 3. Распределение силовых линий магнитного поля между полюсами электромагнитов электромагнитной системы

На рис. 5 показано распределение магнитной индукции, выявленное измерениями магнитной индукции вдоль плоскостей полюсов электромагнитов.

В результате наложения силовых линий противоположного направления

магнитного поля в центре системы, т. е. между полюсами электромагнитов, магнитная индукция равна нулю, а максимальные значения индукции расположены по краям полюсов. В центре полюсов магнитная индукция минимальна (5 мТл).

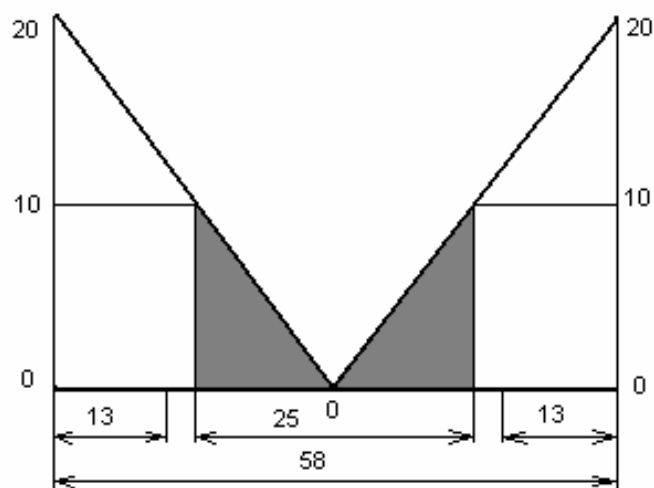


Рис. 4. Распределение магнитной индукции между полюсами электромагнитов и на полюсах электромагнитов (затемненная часть соответствует кювете с ферромагнитным порошком)

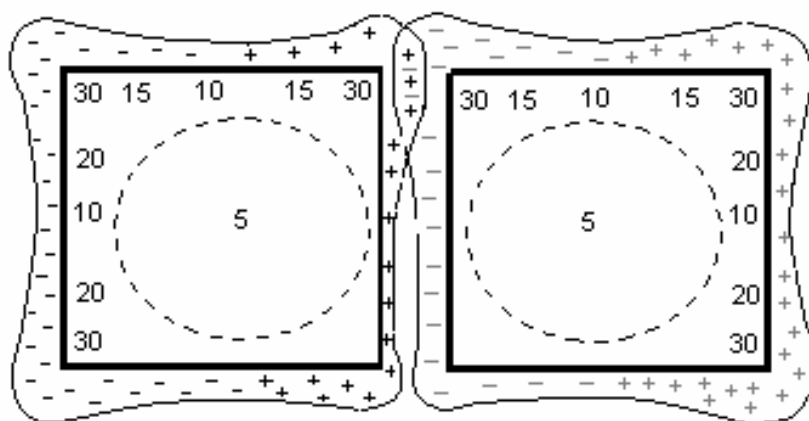


Рис. 5. Распределение магнитной индукции по плоскости полюсов электромагнитов

Заключение

Для электромагнитной катушки с заданными размерами выбран провод марки ПЭВ-2 диаметром 0,5 мм и поперечным сечением 0,1965 мм², напряжение питания катушки 24 В. Рассчитанная силовая электромагнитная система должна обеспечить необходимые значения усилий на абразивные частицы так, чтобы они могли срезать микронеровности на обрабатываемой поверхности швейных игл, а также устранить заусен-

цы на краях отверстий ушка иглы для нити. Измерение силовой топографии магнитной системы показало, что магнитная индукция в зазоре между полюсами электромагнитов действует неравномерно как вдоль плоскостей полюсов, так и между полюсами, причем наибольшие значения магнитной индукции действуют по краям полюсов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хейфец, М. П.** Процессы самоорганизации при формировании поверхностей / М. П. Хейфец, Л. М. Кожуро, Ж. А. Мрочек. – Гомель : ИММС НАНБ, 1999. – 276 с.
2. **Коновалов, Е. Г.** Основы электроферромагнитной обработки / Е. Г. Коновалов, Ф. Ю. Сакулевич. – Минск : Наука и техника, 1974. – 272 с.
3. **Воднев, В. Т.** Основные математические формулы / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович. – Минск : Выш. шк., 1988. – 269 с.
4. Расчет электромагнитных систем для магнитно-абразивной обработки отверстий / П. И. Ящерицын [и др.] // Вестн. НАН. – 2000. – № 4. – С. 24–26.
5. **Савостьянов, В. П.** Расчет и конструирование деталей аппаратуры САУ / В. П. Савостьянов, Г. А. Филатова, В. В. Филатов. – М. : Машиностроение, 1982. – 328 с.
6. **Асс, Б. А.** Детали авиационных приборов / Б. А. Асс, Е. Ф. Антипов, Н. М. Жукова. – М. : Машиностроение, 1968. – 232 с.
7. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование : в 2 ч. Ч. 2 : Конструирование / Под ред. д-ра техн. наук, проф. О. Ф. Тищенко. – М. : Высш. шк., 1972. – 32 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.11.2009

O. V. Blagodarnaja, A. P. Minakov
Calculation of force electromagnetic mounting
system for magnetic-abrasive polishing (MAP)
of sewing needles

The calculation of force electromagnetic mounting system for magnetic-abrasive polishing (MAP) of sewing needles is presented in the article. Magnetic force system creates a magnetic field which affects abrasive elements which cut off microroughnesses on the processed surface of the needle. Force topography between the poles of the electromagnetic system.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Г. Ф. Ловшенко, д-р техн. наук, доц.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОГО ЛЕГИРОВАНИЯ ПРИ ПОЛУЧЕНИИ ВЫСОКОПРОЧНЫХ НАНОСТРУКТУРНЫХ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫХ НИХРОМОВ

Изучено влияние условий механического легирования на свойства высокопрочных наноструктурных нихромов с интерметаллидным и оксидным упрочнением и проведена оптимизация процесса. Материалы, изготовленные из механически легированных композиций, полученных по оптимальной технологии, являются высокопрочными. Значения их пределов прочности при растяжении при 20 и 1000 °С не уступают механически легированному дисперсно-упрочненному никелю, а также известному высокопрочному сплаву IN-853.

Введение

Дисперсно-упрочненные материалы на основе никеля предназначены для работы при температурах выше 800 °С. Несмотря на то, что в этих условиях наиболее высокой прочностью обладает дисперсно-упрочненный никель (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель, DS-никель), широкое применение получили никелевые сплавы, основным из которых является дисперсно-упрочненный нихром (TD-нихром), содержащий 20 % хрома [1]. Это обусловлено тем, что легирование последним приводит к существенному повышению жаростойкости и коррозионной стойкости, а также прочности при температурах, достигающих 800 °С. Максимальным уровнем прочностных свойств обладают материалы, в которых дисперсное упрочнение окисными частицами сочетается с дисперсионным, вызванным сложными интерметаллидными фазами, выделяющимися из пересыщенного твердого раствора при старении. К ним относится сплав IN-853 ($\text{Ni} + 20 \% \text{Cr} + 1 \% \text{Al} + 2,5 \% \text{Ti} + 0,07 \% \text{Zr} + 0,007 \% \text{B} + 1,3 \% \text{Y}_2\text{O}_3$). Естественно, что усложнение состава матрицы и наличие значительного количества интерметаллидных выделений приводят к существенному снижению пластичности. Повышение механических свойств нихромов достигается путем легирования алюминием в количестве, превышающем его предельную

растворимость в основе, что приводит к выделению γ' -фазы при старении. Сплав обладает достаточно высокой пластичностью и может перерабатываться в листы. Легирование молибденом в количестве до 15 % повышает прочность во всем интервале температур. Однако введение этого элемента негативно влияет на жаростойкость [2].

Технология изготовления вышеприведенных материалов основана на использовании дисперсно-упрочненных композиций, полученных гидрометаллургическими (химическими) методами. Упрочняющей фазой в этом случае являются оксиды тория, гафния или иттрия (ThO_2 , HfO_2 , Y_2O_3) в количестве, как правило, не превышающем 3 %. Переработка дисперсно-упрочненной композиции в полуфабрикаты осуществляется методами порошковой металлургии, включающей этапы брикетирования, спекания, горячего прессования (экструзии или прокатки). Для повышения механических свойств полуфабрикаты могут в дальнейшем подвергаться волочению, ротационной ковке, прокатке и др. Наиболее сложной и дорогостоящей операцией является получение порошковой дисперсно-упрочненной композиции. Основными недостатками химических технологий являются большая трудоемкость процесса, низкая чистота получаемого продукта, экологическая вредность [2].

Работы в этой области, проводимые в последнее время, доказали, что для производства дисперсно-упрочненных никелевых гранулированных (порошковых) композиций эффективен метод реакционного механического легирования, при котором наноразмерная упрочняющая фаза образуется прежде всего в результате механически активируемого взаимодействия между компонентами шихты – металлом, имеющим высокое сродство к кислороду, и кислородосодержащим соединением с низкой термодинамической стабильностью. В качестве первого перспективен алюминий, а второго – оксиды молибдена или никеля [3–5]. Переработка полученной композиции в полуфабрикаты осуществляется по технологии, аналогичной вышеприведенной. Установлено, что при реализации этого метода в системах «Ni–Cr–Al», «Ni–Cr–MoO₃», «Ni–Cr–Al–MoO₃» протекают механически и термически активируемые структурные фазовые превращения, вызывающие растворение компонентов друг в друге, образование упрочняющих фаз – оксидов и интерметаллидов [6]. При этом в механически легированном нихроме дисперсное упрочнение сочетается с дисперсионным. Наиболее важным этапом, на котором формируются фазовый состав и структура композиции, наследуемые материалом на последующих технологических стадиях и оказывающие влияние на все свойства, является механическое легирование.

Целью данной работы являлись исследование влияния условий механического легирования на свойства высокопрочных наноструктурных нихромов с интерметаллидным и оксидным упрочнением и оптимизация процесса.

Методика исследования, материалы, приборы и оборудование

В качестве исходных компонентов для получения сплавов служили стандартные порошки никеля ПНК-ОТ2 (ГОСТ 9722-79), алюминия ПА4

(ГОСТ 6058-73), технически чистые порошки хрома и оксида молибдена (MoO₃). Никелевый порошок содержал 0,2 % кислорода, связанного в оксиды никеля. Исследование выполнено на двух материалах оптимального состава [6], получаемых из шихты, состоящей из порошков: Ni – 20 % С – 3 % Al; Ni – 15 % Cr – 1,2 % Al – 2,7 % MoO₃. В первом материале преобладающими упрочняющими фазами являются алюминиды никеля, дополнительной – оксид алюминия, содержание которого определяется концентрацией кислорода в шихте. Во втором – основное упрочнение, которое обусловлено оксидами алюминия и хрома [6]. Реакционное механическое легирование осуществлялось в механореакторе на основе вибратора гирационного типа с четырьмя камерами объемом 1 дм³ каждая, из стали 12Х18Н9Т с изолированным рабочим пространством. Рабочими телами служили шары диаметром 9,525 мм из стали ШХ15СГ твердостью HRC 62. Радиус круговых колебаний составлял 5 мм. Круговая частота колебаний бесступенчато регулировалась в пределах 22...29 с⁻¹, что приводило к изменению ускорения рабочих тел от 100 до 160 м·с⁻². Степень заполнения рабочей камеры шарами равнялась 80 %. Продолжительность обработки изменялась в пределах 4...12 ч.

Гранулированная композиция, полученная реакционным механическим легированием, подвергалась холодному брикетированию в стальной пресс-форме методом двухстороннего прессования до плотности 70...75 % от теоретической. Брикеты, обладающие достаточной прочностью и неразрушающиеся при переработке, получались прессованием композиции, насыпанной в контейнер из технического железа с толщиной стенки 0,2...0,3 мм. Отжиг брикетов осуществлялся в аргоне. Термическая обработка брикетов из механически легированной композиции проводилась при 1000 °С. Продолжительность отжига составляла 4 ч.

Полуфабрикаты получались горячей экструзией спеченных брикетов, нагретых до 1100 °С. Коэффициент вытяжки при экструзии равнялся 20. Температура нагрева матрицы ограничивалась теплостойкостью материала пресс-формы и составляла 600 °С. Скорость истечения материала – 0,15 м·с⁻¹. Продуктом экструзии являлся прутки диаметром 12 мм. Определение механических свойств материалов проводилось на машине «INSTRON» с использованием пропорциональных цилиндрических образцов с диаметром рабочей части 4,0 и 5,0 мм с начальной расчетной длиной 20 и 25 мм соответственно.

Параметрами оптимизации являлись механические свойства компактных материалов – пределы прочности при растяжении при 20; 800 и 1000 °С, а также относительное удлинение. Исследование осуществлялось в два этапа: с целью определения граничных значений факторов, являющихся необходимыми данными для оптимизации технологии, методом однофакторного эксперимента изучено влияние условий обработки на механические свойства материалов; с использованием математического планирования экспериментов (метод Бокса-Уилсона) найдена и описана область оптимума.

Результаты исследования и их обсуждение

Фазовый состав, структура и свойства материалов в большой мере определяются кинетикой и полнотой протекания механически активируемых превращений, зависящих от энергонапряженности режима механического легирования. При обработке шихты в механореакторе вибрационного типа основными факторами, влияющими на этот показатель, являются амплитуда и частота колебаний помольной камеры, определяющие нормальное ускорение размалываемых тел, а также соотношение объемов рабочих тел и обрабаты-

ваемой шихты, степень заполнения помольной камеры рабочими телами. Оптимальное значение последнего фактора не зависит от природы обрабатываемой композиции и составляет 80...85 % [3]. В данном исследовании он являлся постоянным и составлял 80 %.

Основные факторы обработки шихты в механореакторе влияют на механические свойства материалов (рис. 1).

При исследовании влияния на свойства материалов одного из факторов другие имели постоянное значение, находящееся в области оптимума. При этом ускорение рабочих тел равнялось 140 м·с⁻², отношение объемов рабочих тел и шихты – 10, продолжительность обработки шихты в механореакторе – 12 ч. Анализ полученных результатов (см. рис. 1) позволяет сделать вывод, что с повышением энергонапряженности и продолжительности процесса механического легирования, вызывающими увеличение степени завершенности механически активируемых фазовых и структурных превращений и, как следствие, содержание упрочняющих фаз, прочность материалов возрастает, а пластичность снижается. Значения факторов, обеспечивающих получение материалов, превосходящих по прочности аналоги, изменяются в пределах: ускорение рабочих тел – 120...160 м·с⁻², отношение объемов рабочих тел и шихты – 8...12, продолжительность обработки – 8...12 ч. Полученные данные позволили установить граничные значения ускорения рабочих тел и отношения объемов рабочих тел и шихты при механическом легировании для описания области оптимума. При этом продолжительность обработки шихты составляла 12 ч.

Матрица планирования и результаты эксперимента представлены в табл. 1. Средние значения параметров оптимизации – пределы прочности при 20 °С ($\bar{y}_1$) и 1000 °С ($\bar{y}_2$), приведенные в матрице планирования, рассчитаны по значениям двух параллельных опытов.

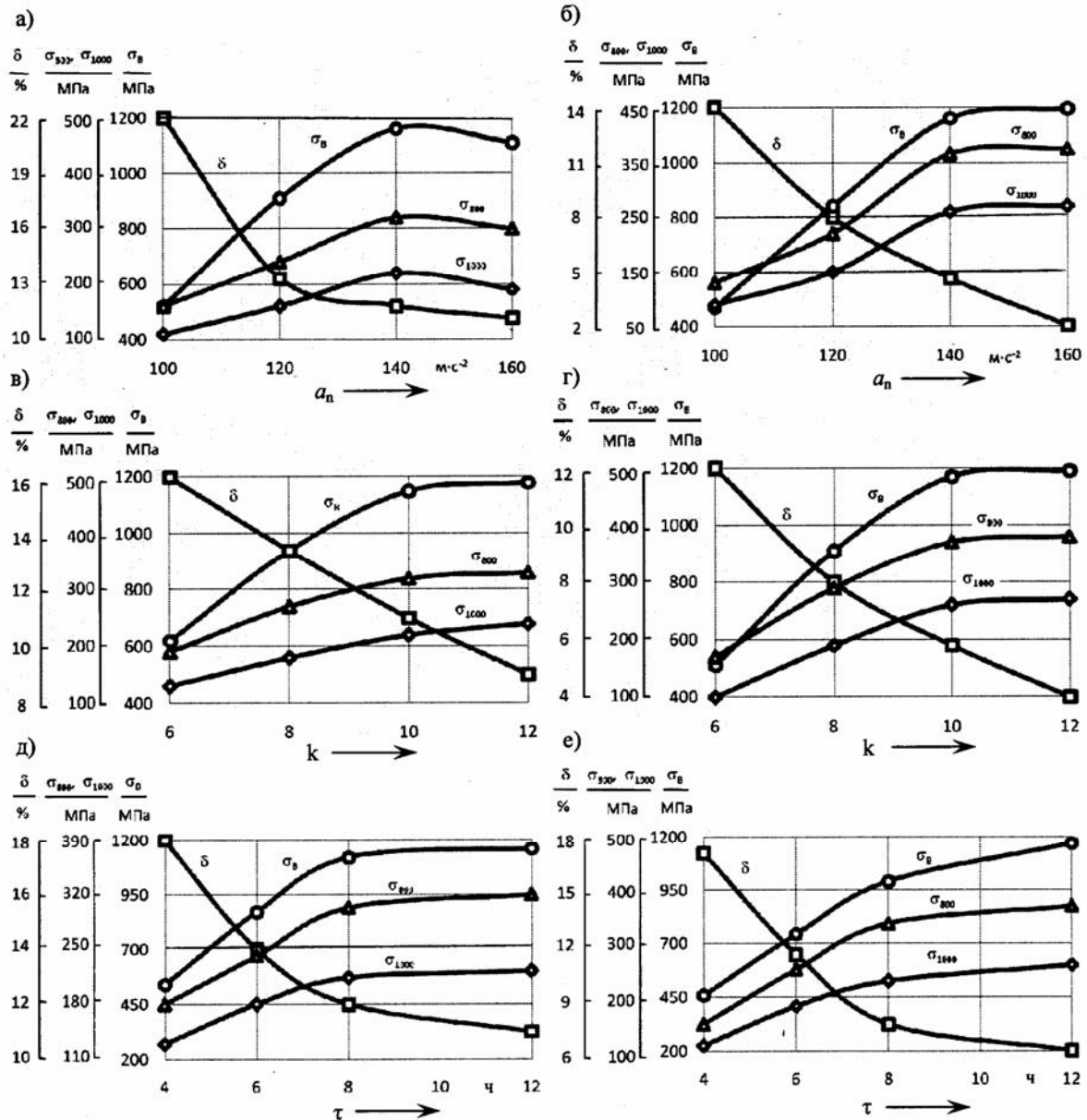


Рис. 1. Влияние условий механического легирования на свойства материалов: а, в, д – Ni – 20 % Cr – 3 % Al; б, г, е – Ni – 15 % Cr – 1,2 % Al – 2,7 % MoO₃

В результате статистической обработки экспериментальных данных (табл. 2 и 3) получены математические модели, адекватно представляющие эксперимент.

Для сплава состава Ni – 20 % Cr – 3 % Al:

– предел прочности при растяжении σ_B , МПа

$$y_1 = 1189 + 153x_1 + 147x_2 - 42x_1x_2 - 153x_1^2 - 133x_2^2; \quad (1)$$

– предел прочности при растяжении σ_B^{1000} , МПа, при 1000 °С

$$y_2 = 200 + 33x_1 + 32x_2 - 20x_1^2 - 15x_2^2. \quad (2)$$

Для сплава состава Ni – 15 % Cr – 1,2 % Al – 2,7 % MoO₃:

– предел прочности при растяжении σ_B , МПа

$$y_1 = 1119 + 188x_1 + 145x_2 - 30x_1x_2 - 149x_1^2 - 89x_2^2; \quad (3)$$

– предел прочности при растяжении σ_B^{1000} , МПа, при 1000 °С

$$y_2 = 241 + 62x_1 + 38x_2 - 42x_1^2 - 22x_2^2. \quad (4)$$

Графическая интерпретация математических моделей представлена на

рис. 2 и 3. Согласно полученным данным (см. рис. 1...3) значения исследованных факторов механического легирования, обеспечивающих максимальную прочность исследованных материалов, близки.

Табл. 1. Матрица планирования и результаты эксперимента при описании области оптимума

Характеристика	Фиктивная переменная	Фактор					Материал			
		основной		производный			Ni – 3 % Al		Ni – 1,5 % Al – – 3,5 % MoO ₃	
		a _и , м·с ⁻²	k							
Основной уровень Интервал варьирования (I) Верхний уровень Нижний уровень		140	10				Параметры оптимизации			
		20	2				σ _В , МПа	σ ¹⁰⁰⁰ , МПа	σ _В , МПа	σ ¹⁰⁰⁰ , МПа
		160	12							
		120	8							
Код	x ₀	x ₁	x ₂	x ₁ x ₂	x ₁ ¹ = x ₁ ² – 2/3	x ₂ ¹ = x ₂ ² – 2/3	ȳ ₁ ¹	ȳ ₁ ²	ȳ ₂ ¹	ȳ ₂ ²
Опыты										
1	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	590	100	530	110
2	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	880	190	880	200
3	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	1070	200	1130	250
4	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	850	170	850	220
5	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	1110	190	1190	270
6	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	910	160	840	170
7	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1170	240	1190	270
8	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	940	180	910	190
9	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1160	220	1170	260

Табл. 2. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума (материал – Ni – 20 % Cr – 3 % Al)

Параметры	Фактор							
	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	Δb_0
σ_B , МПа	988	1189	153	147	-42	-153	-133	± 21
σ_B^{1000} , МПа	177	200	33	32	-5	-20	-15	± 10

Продолжение табл. 2

Параметры	Фактор								
	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{расч}$	$F_{0,05}^{табл}$
σ_B , МПа	± 11	± 14	± 19	286	974	9	3	3,4	3,9
σ_B^{1000} , МПа	± 5	± 6	± 8	54	145	9	4	2,7	3,6

Табл. 3. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума (материал – Ni – 15 % Cr – 1,2 % Al – 2,7 % MoO₃)

Параметры	Фактор							
	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	Δb_0
σ_B , МПа	961	1119	188	145	-30	-149	-89	± 18
σ_B^{1000} , МПа	199	241	62	38	-5	-42	-22	± 13

Продолжение табл. 3

Параметры	Фактор								
	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{расч}$	$F_{0,05}^{табл}$
σ_B , МПа	± 8	± 10	± 15	155	479	9	3	3,1	3,9
σ_B^{1000} , МПа	± 6	± 7	± 10	78	241	9	4	2,9	3,6

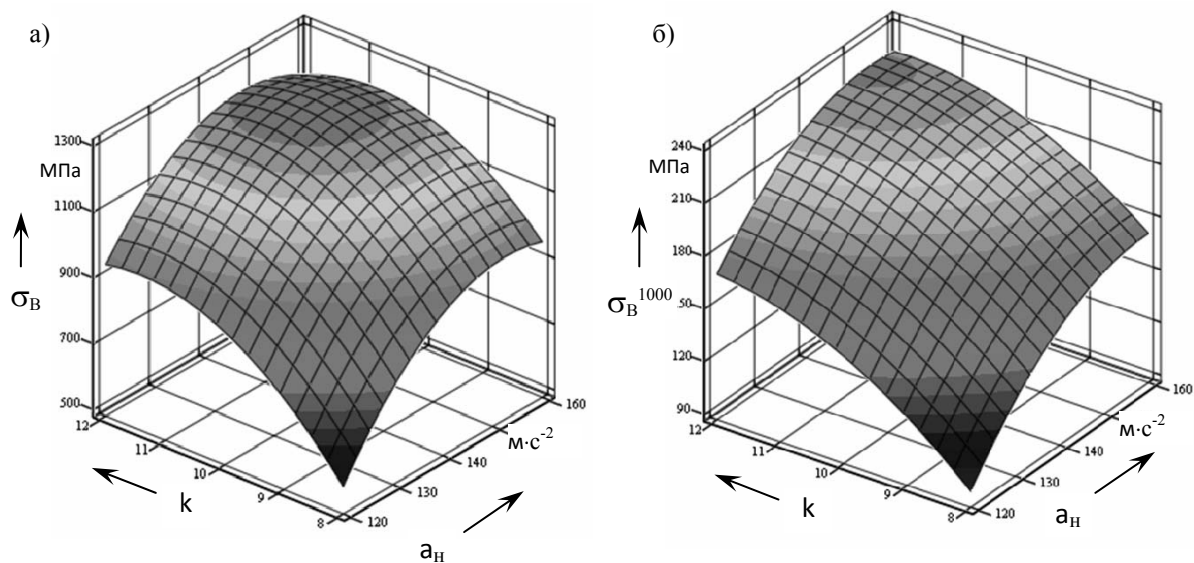


Рис. 2. Зависимость предела прочности при растяжении при 20 °С (а) и при 1000 °С (б) материала состава Ni – 20 % Cr – 3 % Al от ускорения рабочих тел и отношения объемов рабочих тел и шихты

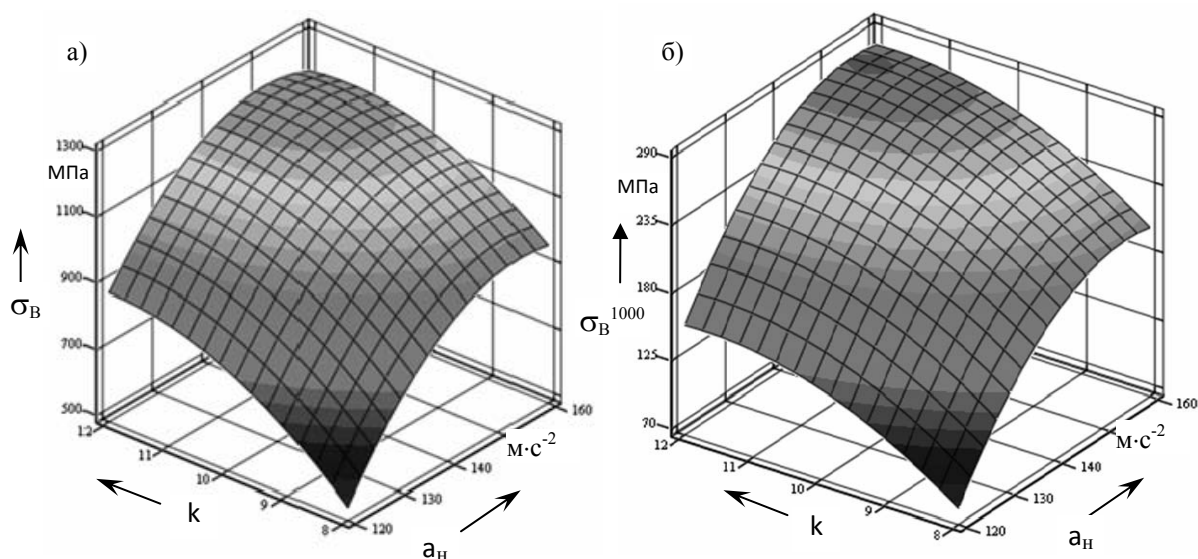


Рис. 3. Зависимость предела прочности при растяжении при 20 °С (а) и при 1000 °С (б) материала состава Ni – 15 % Cr – 1,2 % Al – 2,7 % MoO₃ от ускорения рабочих тел и отношения объемов рабочих тел и шихты

Оптимальный режим механического легирования нихромов по сравнению с никелем характеризуется более высокой энергонапряженностью, достигаемой увеличением ускорения рабочих тел и уменьшением количества шихты в рабочей камере. При этом продолжительность механического легирования должна составлять более 10 ч.

Ближкие оптимальные значения факторов обработки в механореакторе шихты двух исследованных составов обусловлены однотипностью механически активируемых фазовых и структурных превращений, протекающих в них.

В механически легированной системе «Ni – Cr (20 %) – Al (3 %)» основой является твердый раствор хрома в никеле. Наряду с ним существует твердый раствор никеля в хrome. Большая часть алюминия связана в соединения с никелем – Ni₃Al и NiAl. Фаза NiAl обеднена алюминием и описывается формулой Ni_{1,1}Al_{0,9}. Оставшийся алюминий растворен в никеле, а также связан в наноразмерные рентгеноаморфные включения оксида, образующегося в результате взаимодействия легирующего элемента с кислородом шихты. В ме-

ханически легированной композиции зерна основы имеют размер менее 0,1 мкм и состоят из блоков величиной не более 0,05 мкм. Плотность дислокаций имеет порядок $10^{10} \dots 10^{11} \text{ см}^{-2}$.

Введение в вышерассмотренные системы оксида MoO₃, являющегося поставщиком кислорода, необходимого для образования упрочняющих фаз – оксидов хрома и алюминия, усложняет физико-химические процессы, имеющие место в этих материалах. Основным отличием фазового состава механически легированных никелевых композиций с MoO₃ от систем без него является наличие во всех случаях соединения Ni_{0,76}Mo_{1,24}, образующегося при взаимодействии восстановленного из MoO₃ молибдена с никелем. Развитие механически активируемых окислительно-восстановительных превращений в композиции определяет содержание фаз, вызывающих дисперсное упрочнение материалов, – оксидов хрома и алюминия, представляющих собой наноразмерные рентгеноаморфные кластеры [6].

После термической обработки в структуре присутствуют механически и

термически синтезированные оксиды Cr_2O_3 и Al_2O_3 , вызывающие дисперсное упрочнение материала. Переход механически синтезированных оксидов из аморфного состояния в кристаллическое происходит при температурах выше 400°C . Термически активируемые превращения наиболее интенсивно протекают при температурах выше 800°C . Гомогенизация твердого раствора основы практически завершается после отжига брикетов или горячепрессованных (экструдированных) материалов при температуре 1000°C в течение 5 ч. Причем состав упрочняющих фаз Al_2O_3 , Cr_2O_3 , Ni_3Al , Ni_3Mo и структура сохраняется без изменения до температур не ниже $0,9T_{\text{пл}}$ основы. Горячее прессование (экструзия) термически обработанных брикетов не изменяет фазового состава материалов.

Механически легированные дисперсно-упрочненные нихромы также, как и дисперсно-упрочненный никель, являются наноструктурными материалами [4]. В оптимальном случае основа их имеет микрокристаллический тип структуры с размером зерен менее $0,3\text{ мкм}$, разделенных на блоки величиной не более 50 нм , характеризующийся большой граничной поверхностью, стабилизированной синтезированными в процессе реализации технологии наноразмерными включениями оксидов (Al_2O_3 , Cr_2O_3), никелидов (Ni_3Al , Ni_3Mo). Первые имеют размер менее 20 нм , вторые – не более 40 нм . Плотность дислокаций в компактных материалах находится в пределах $10^9\ldots 10^{10}\text{ см}^{-2}$. Температура рекристаллизации материалов превышает 1100°C . Материалы, изготовленные из механически легированных композиций, полученных по оптимальной технологии, являются высокопрочными. Значения их пределов прочности при растяжении при 20 и 1000°C составляют $1170\ldots 1200$ и $240\ldots 260\text{ МПа}$ соответственно и не уступают механически легированному дисперсно-упрочненному никелю [4], а также известному

высокопрочному сплаву IN-853, но имеющему по сравнению с предыдущим меньшую пластичность [2]. Пути дальнейшего повышения механических свойств создаваемых материалов и, прежде всего, пластичности являются оптимизация процессов отжига и брикетирования механически легированных композиций, а также применение термомеханической обработки экструдированных полуфабрикатов (прутков). Так, отжиг гранулированной композиции в водороде ($t = 1000^\circ\text{C}$, $\tau = 2\text{ ч}$) с последующими операциями вакуумной дегазации и брикетирования ($t = 800^\circ\text{C}$) при сохранении прочности материалов приводит к увеличению относительного удлинения в $2,0\ldots 2,5$ раза.

Заключение

Оптимальный режим механического легирования нихромов по сравнению с никелем характеризуется более высокой энергонапряженностью процесса обработки шихты в механореакторе, достигаемой увеличением ускорения рабочих тел и уменьшением количества шихты в рабочей камере. При продолжительности обработки, равной 12 ч , и степени заполнения камеры рабочими телами, равной 80% , оптимальная величина ускорения рабочих тел изменяется в пределах $150\ldots 160\text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$, а соотношение объемов рабочих тел и шихты – $11\ldots 12$. Материалы, изготовленные из механически легированных композиций, полученных по оптимальной технологии, являются высокопрочными и не уступают механически легированному дисперсно-упрочненному никелю, а также известному высокопрочному сплаву IN-853. Дальнейшее повышение пластичности материалов достигается оптимизацией процессов отжига и брикетирования механически легированных композиций, а также применением термомеханической обработки экструдированных полуфабрикатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Композиционные материалы: справочник / Под ред. Д. М. Карпиноса. – Киев : Наукова думка, 1985. – 592 с.

2. **Портной, К. И.** Композиционные материалы на никелевой основе / К. И. Портной, Б. Н. Бабич, И. Л. Светлов. – М. : Металлургия, 1979. – 264 с.

3. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.

4. **Ловшенко, Ф. Г.** Оптимизация состава механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых материалов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 3. – С. 110–120.

5. **Ловшенко, Ф. Г.** Получение, структура и свойства механически легированных наноструктурных никелевых материалов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2009. – № 1. – С. 10–17.

6. **Ловшенко, Ф. Г.** Оптимизация состава механически легированных дисперсно-упрочненных нихромов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, З. М. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 90–99.

Белорусско-Российский университет
Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 21.12.2009

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko
Optimization of the process of mechanical alloying at reception of high-strength nanostructural dispersion strengthened nichromes

Influence of conditions mechanical alloy on properties of high-strength nanostructural nichromes with intermetallide and oxide hardening has been studied and process optimisation has been carried out. The materials made of mechanically alloyed compositions which are received on optimum technology are high-strength. Values of their strength at stretching at 20 and 1000 °C do not yield to mechanically alloyed dispersion strengthened nickel and well known high-strength alloy IN-853.

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков, канд. техн. наук, доц., И. И. Маковецкий, канд. физ.-мат. наук, доц.**СФЕРИЧЕСКИЕ ПЛАНЕТАРНЫЕ ШАРИКОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК**

В статье рассматриваются некоторые теоретические вопросы создания передач с промежуточными телами качения в зацеплении. Рабочие поверхности (беговые дорожки) основных звеньев исследуемых передач выполнены на сферических поверхностях. Получены уравнения взаимодействующих кривых нескольких типов, одна из которых описывает кольцевой паз на сфере.

Механические передачи с промежуточными телами качения в зацеплении разрабатываются в странах СНГ и дальнего зарубежья [1]. Они имеют ряд преимуществ, присущих планетарным и волновым зубчатым передачам, таких как компактность, многопоточность, высокий коэффициент перекрытия. Не конкурируя с традиционными зубчатыми зацеплениями по всему спектру редукторов общемашиностроительного назначения, передачи данного типа способны решать определенные задачи из специальных областей инженерной практики. Однако не отработанная в настоящее время технология изготовления основных деталей со сложными профильными поверхностями и несовершенный станочный парк многих производств не позволяют еще в полной мере реализовать потенциал этих передач.

Получили известность и применяются в различных отраслях промышленности передачи с радиальными и осевыми перемещениями тел качения в процессе работы. Сферические передачи менее исследованы. Однако с их использованием появляется возможность совершенствования таких механизмов, как ШРУСы, муфты, механизмы съема движения в эксцентриковых передачах с возможностью дополнительного редуцирования скорости вращения. Целью настоящей работы являлись разработка алгоритмов синтеза уравнений кривых, определяющих взаимодействие основных звеньев передачи, исследование

этих кривых, а также разработка конструкции передачи с повышением технологичности изготовления отдельных ее деталей.

Введем такие понятия, как цилиндрическая кривая, развертка цилиндрической кривой на плоскость, сферическая кривая.

Цилиндрическая кривая – это пространственная, замкнутая, периодическая кривая, расположенная на цилиндрической поверхности [2]. Периодическое изменение координаты z происходит относительно средней линии (окружности), расположенной в плоскости xOy с центром в точке O и с радиусом R , равным радиусу образующей цилиндрической поверхности. На средней линии расположено целое число периодов кривой Z . *Разверткой цилиндрической кривой* является плоская кривая, ордината которой определяется уравнением $z = f(x)$. *Сферическая кривая* – это пространственная, замкнутая, периодическая кривая, расположенная на сферической поверхности.

Переход от уравнений кривой на цилиндре к уравнениям на сфере осуществляется следующим образом. Пусть периодическая цилиндрическая кривая задана системой параметрических уравнений $x = R\cos(t/R)$, $y = R\sin(t/R)$, $z = z(t)$, где t – изменяемый от 0 до $2\pi R$ параметр, выполняющий функцию дуговой координаты, а амплитуда кривой A равна отрезку DC или длине дуги $D'C$ (рис. 1).

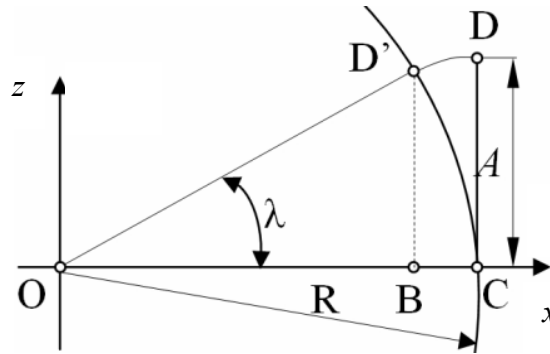


Рис. 1. Схема для прямого и обратного перехода от уравнений цилиндрической к уравнениям сферической кривой

Преобразование цилиндрической кривой в сферическую осуществляется посредством угла λ (см. рис. 1) согласно выражению $\lambda(t) = z(t)/R$.

Параметрические уравнения сферической кривой:

$$z_{sf}(t) = R \sin \lambda = R \sin \left(\frac{z(t)}{R} \right); \quad (1)$$

$$\begin{aligned} x_{sf}(t) &= R \cos \left(\frac{t}{R} \right) \cos \lambda = \\ &= R \cos \left(\frac{t}{R} \right) \cos \left(\frac{z(t)}{R} \right); \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} y_{sf}(t) &= R \sin \left(\frac{t}{R} \right) \cos \lambda = \\ &= R \sin \left(\frac{t}{R} \right) \cos \left(\frac{z(t)}{R} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Для цилиндрической синусоиды с уравнением $z = A \sin(Zx/R)$, которое является уравнением плоской развертки (на плоскость xOz), параметрические уравнения:

$$\begin{aligned} x &= R \cos \left(\frac{t}{R} \right); \quad y = R \sin \left(\frac{t}{R} \right); \\ z &= A \sin \left(\frac{Zt}{R} \right). \end{aligned} \quad (4)$$

Следовательно, параметрические уравнения сферической синусоиды примут следующий вид:

$$x_{sf}(t) = R \cos \left(\frac{t}{R} \right) \cos \left(\frac{A}{R} \sin \left(\frac{Zt}{R} \right) \right); \quad (5)$$

$$y_{sf}(t) = R \sin \left(\frac{t}{R} \right) \cos \left(\frac{A}{R} \sin \left(\frac{Zt}{R} \right) \right); \quad (6)$$

$$z_{sf}(t) = R \sin \left(\frac{A}{R} \sin \left(\frac{Zt}{R} \right) \right). \quad (7)$$

Схема механической передачи, реализующей уравнения (5)...(7), показана на рис. 2. Принцип работы основан на взаимодействии двух кривых (одно-периодной и многопериодной), средние линии которых совпадают. По данным кривым формируются беговые дорожки или рабочие поверхности двух основных звеньев передачи, контактирующих с телами качения – шариками. Точки пересечения этих кривых (одна из двух существующих групп точек, образованных пересечением разноименных ветвей двух кривых: восходящими и нисходящими) являются точками расположения центров шариков. Для цилиндрических кривых [2] доказано постоянство углового шага между центрами двух любых шариков при вращении относительно оси Oz одной кривой относительно другой, что позволяет ввести в конструкцию передачи третье основное звено – вал с пазами, расположенными вдоль оси Oz . Нами подтверждено сохранение этого постоянства углового шага для

сферических поверхностей аналитически на основе гомеоморфизма цилиндрических и сферических поверхностей и посредством моделирования зацепления в различных САПР.

Передача (см. рис. 2) содержит ведущий вал 1 со сферическим внутренним кулачком с замкнутой беговой дорожкой, коаксиально внутреннему кулачку располагаются наружный торцовый кулачок 3 с волнообразной торцевой поверхностью и выходной вал 2 с пазами

на внутренней сферической поверхности. Данные пазы расположены в плоскостях, проходящих через ось передачи с равномерным угловым шагом. При вращении входного вала тела качения 4 перемещаются по беговой дорожке внутреннего кулачка на входном валу, по рабочим поверхностям наружного кулачка и вдоль пазов выходного вала, вынуждая последний вращаться с редукцией.

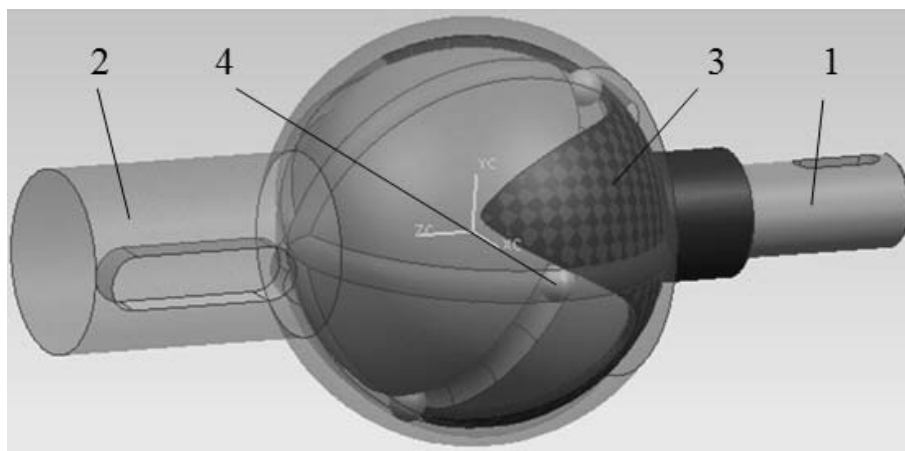


Рис. 2. Сферическая планетарная шариковая передача

Наружный кулачок 3 закреплен в корпусе (который на рис. 2 не показан), а входной и выходной валы размещены в корпусе на подшипниковых опорах с консольным расположением сферических поверхностей.

Передачи данного типа могут рассматриваться как кулачковые механизмы (сочетание прямых и обратных кулачковых механизмов) и как волновые передачи (внутренний кулачок – генератор, а цепочка тел качения – деформируемое звено). Отнесение их к типу планетарных оправдано тем, что их кинематика полностью подчинена формуле Виллиса, в которой функцию чисел зубьев выполняют числа периодов [3]. Размеры тел качения (сателлитов) не влияют на кинематические параметры передачи.

Рассмотрим обратную задачу. Предположим, существует сферическая кривая, образованная как след плоскости, проходящей через начало координат O , через одну из осей (Ox или Oy), и образующей с другой осью угол θ (рис. 3). Данный след будет представлять собой окружность, образованную поворотом средней (лежащей в плоскости xOy) окружности-прообраза с уравнениями $\{x = R \cos(t/R), y = R \sin(t/R), z = 0\}$. Если наклон плоскости осуществлен по отношению к оси Oy , то в результате поворота происходит следующее преобразование уравнений кривой: поскольку осуществляется поворот относительно оси Ox , преобразования координаты x не происходит, т. е. $x' = R \cos(t/R)$; в плоскости yOz проекция отрезка OM (M –

произвольная точка) на ось Oy поворачивается на угол θ . Пусть точка M на окружности-прообразе имеет координаты (x_M, y_M) , тогда после поворота ее координаты примут вид:

$$y'_M = y_M \cos \theta = R \sin(t/R) \cos \theta;$$

$$z'_M = y_M \sin \theta = R \sin(t/R) \sin \theta.$$

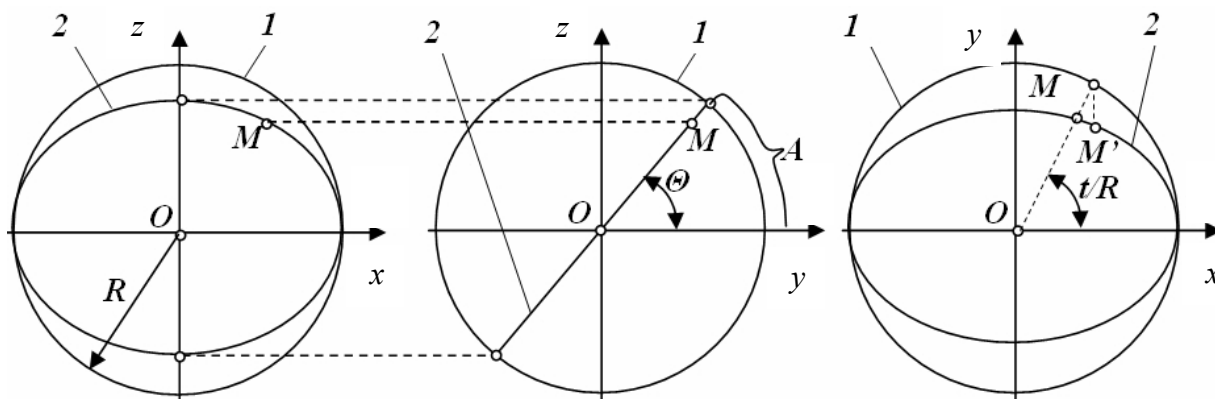


Рис. 3. К определению уравнений следа плоскости на сфере: 1 – поверхность сферы; 2 – след плоскости

Таким образом, параметрические уравнения кривой, образованной как след плоскости на сферической поверхности, определяются по уравнениям:

$$x_{sf} = R \cos(t/R); \quad y_{sf} = R \sin(t/R) \cos \theta;$$

$$z_{sf} = R \sin(t/R) \sin \theta. \quad (8)$$

Угол θ , в отличие от угла γ , зависящего от параметра t (см. рис. 1), имеет фиксированное значение и равен A/R .

Уравнения (8) не в полной мере сопоставимы с уравнениями (1)...(3). Наличие множителя-коэффициента $\cos \theta$ во втором уравнении системы (8) приводит к определению при заданном значении параметра t координаты точки M (см. рис. 3), проекция которой на плоскость xOy не лежит на луче, исходящем из центра O под углом t/R к оси Ox . Однако очевидно, что проекция окружности, описываемой уравнениями (8), на плоскость xOy будет представлять собой эллипс, уравнение которого

$$\frac{x_{sf}^2}{R^2} + \frac{y_{sf}^2}{R^2 \cos^2 \theta} = 1. \quad (9)$$

При этом $y_{sf} = x_{sf} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{t}{R}\right)$ и после преобразований

$$x_{sf} = \frac{R \cos \theta \cdot \cos\left(\frac{t}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2 \theta \cdot \cos^2\left(\frac{t}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{t}{R}\right)}}. \quad (10)$$

Выразив y_{sf} из уравнения (9), подставив в него значение x_{sf} из выражения (10) и произведя необходимые преобразования, получим

$$y_{sf} = \frac{R \cos \theta \cdot \sin\left(\frac{t}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2 \theta \cdot \cos^2\left(\frac{t}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{t}{R}\right)}}. \quad (11)$$

Подставив выражения (10) и (11) в уравнение сферы $x_{sf}^2 + y_{sf}^2 + z_{sf}^2 = R^2$, выразим значение координаты z_{sf} :

$$z_{sf} = \frac{R \sin \theta \cdot \sin\left(\frac{t}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2 \theta \cdot \cos^2\left(\frac{t}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{t}{R}\right)}}. (12)$$

Таким образом, параметрические уравнения рассматриваемой сферической кривой, помимо уравнений (8), также можно представить в виде выражений (10)...(12). Если рассматривать эту кривую как однопериодную, преобразовав вышеуказанные уравнения, можно получить уравнения, описывающие семейство многопериодных кривых данного типа:

$$x_{sf} = \frac{R \cos\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos\left(\frac{t}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Zt}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Zt}{R}\right)}}; (13)$$

$$y_{sf} = \frac{R \cos\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{t}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Zt}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Zt}{R}\right)}}; (14)$$

$$z_{sf} = \frac{R \sin\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{Zt}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Zt}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Zt}{R}\right)}}. (15)$$

Схема взаимодействия двух сферических кривых показана на рис. 4.

Исследовать свойства пространственных кривых удобно с помощью уравнения развертки на плоскость. Чтобы получить уравнение плоской развертки исследуемой кривой, необходимо согласно уравнению (1) произвести следующие преобразования:

$$z(t) = R \arcsin\left(\frac{z_{sf}(t)}{R}\right) = R \arcsin\left(\frac{\sin\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \sin\left(\frac{Zt}{R}\right)}{\sqrt{\cos^2\left(\frac{A}{R}\right) \cdot \cos^2\left(\frac{Zt}{R}\right) + \sin^2\left(\frac{Zt}{R}\right)}}\right). (16)$$

Сравним три типа однопериодных и многопериодных кривых (рис. 5) с одинаковыми параметрами: $A = 10$ мм, $R = 20$ мм, $Z = 1$ и $Z = 4$.

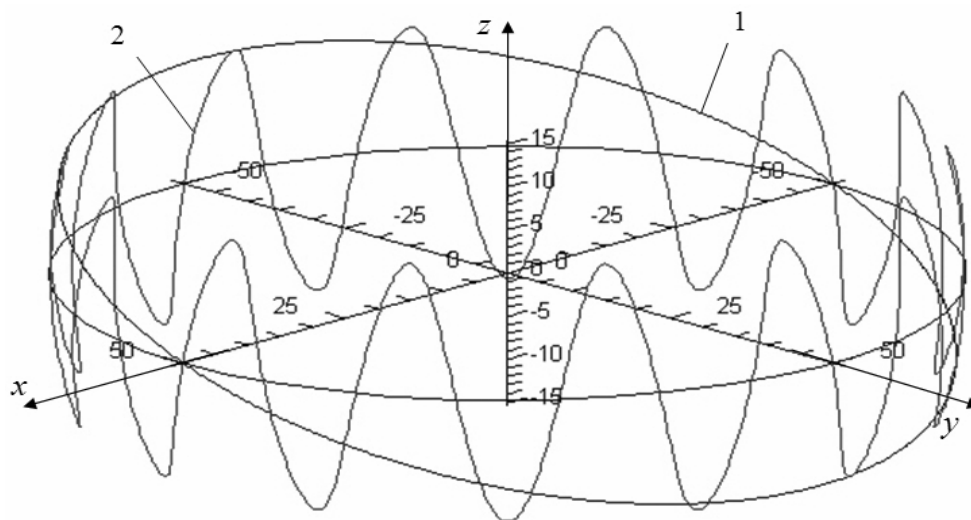


Рис. 4. Сферические кривые: 1 – однопериодная; 2 – 14-периодная

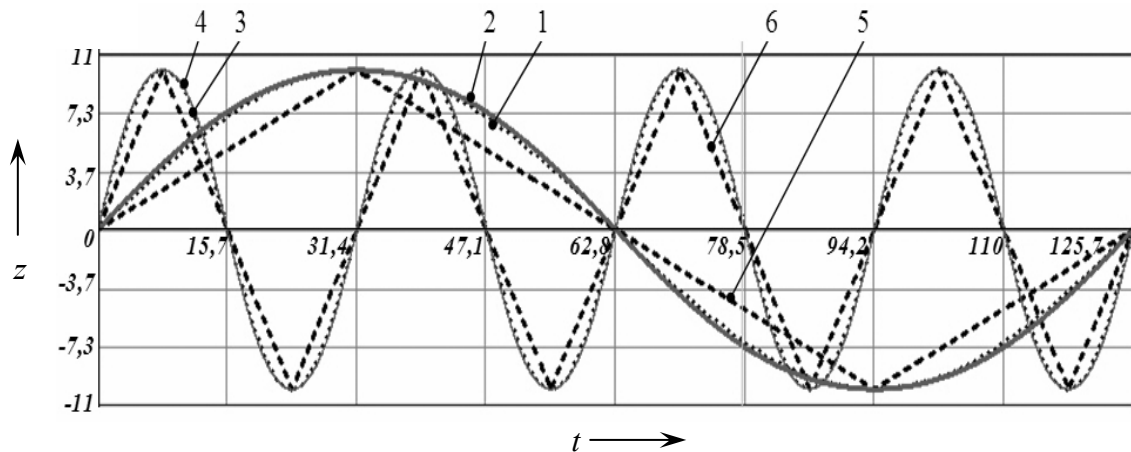


Рис. 5. Плоские развертки различных кривых: 1, 2 – однопериодные синусоида и кривая по уравнению (16); 3, 4 – многопериодные синусоида и кривая по уравнению (16); 5, 6 – однопериодная и многопериодная кусочно-винтовые кривые

Кусочно-винтовые кривые на сфере описываются параметрическими уравнениями:

$$x_{sf}(t) = R \cos\left(\frac{t}{R}\right) \times \cos\left(\frac{2A}{\pi R} \arcsin\left(\sin\left(\frac{Zt}{R}\right)\right)\right); \quad (17)$$

$$y_{sf}(t) = R \sin\left(\frac{t}{R}\right) \times \cos\left(\frac{2A}{\pi R} \arcsin\left(\sin\left(\frac{Zt}{R}\right)\right)\right); \quad (18)$$

$$z_{sf}(t) = R \sin\left(\frac{2A}{\pi R} \arcsin\left(\sin\left(\frac{Zt}{R}\right)\right)\right). \quad (19)$$

Уравнение плоской развертки кусочно-винтовой кривой:

$$z = \frac{2A}{\pi} \arcsin\left(\sin\left(\frac{Zt}{R}\right)\right). \quad (20)$$

Как видно из рис. 5, разница между синусоидой и кривой, описываемой уравнением (16), при данных геометрических параметрах минимальна, однако существует. Анализ показал, что изменение значения разницы между координатами z этих кривых от параметра t носит перио-

дический характер. Производная $dz(t)/dt$ определяет тангенс угла подъема кривых и характеризует углы давления и КПД передачи по аналогии с кулачковыми и винтовыми механизмами.

Механическая передача, реализованная в редукторе с передаточным отношением, равным 15, созданная на основе взаимодействия кривых, описанных уравнениями (13)...(16), показана на рис. 6.

Отличие конструкции редуктора на рис. 6 от конструкции передачи, представленной на рис. 2, заключается в повышении технологичности изготовления отдельных деталей. В обоих случаях изготовление многопериодной кулачковой поверхности должно производиться на фрезерных станках с ЧПУ. Однако однопериодная синусоида на сфере не является окружностью, а значит, изготовление этой беговой дорожки также сопряжено с необходимостью изготовления ее на станках с ЧПУ, в отличие от передачи на рис. 6, где на внутреннем кулачке изготовлена беговая дорожка в виде кольцевого паза, которая может быть выполнена на универсальных станках токарной группы. Внутренний кулачок при этом располагается на валу с осью, наклоненной по отношению к оси Oz на угол θ .

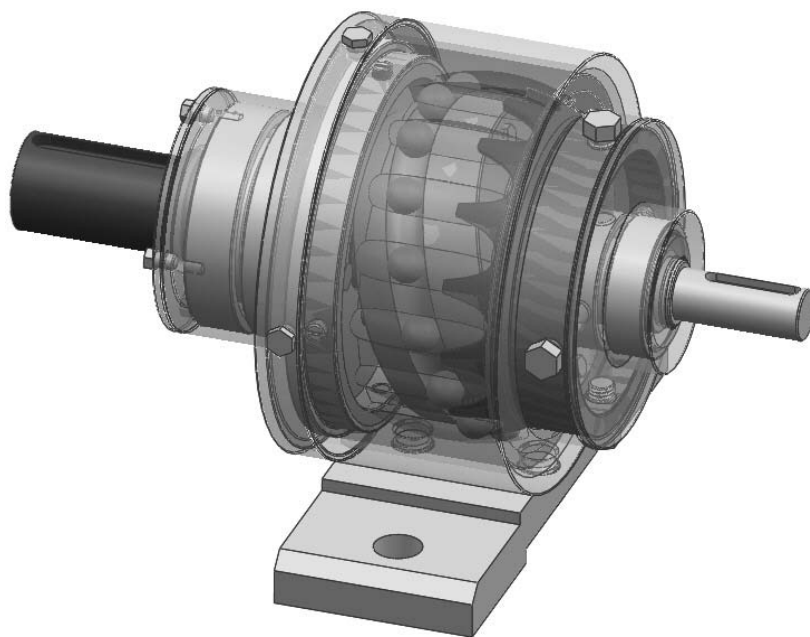


Рис. 6. Планетарный сферический шариковый редуктор

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Становской, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Становской, Т. А. Ремнева, С. М. Казакевичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск, 2003. – С. 61–94.

2. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. –107 с.

3. **Лустенков, М. Е.** Определение основных геометрических параметров планетарных шариковых передач / М. Е. Лустенков // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. – № 1. – С. 12–17.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 11.02.2010

M. E. Lustenkov, I. I. Makovetsky
Spherical planetary ball transmissions
with racetracks of various types

In paper some theoretical problems of making of transmissions with the intermediate balls in gearing are observed. The effective areas (racetracks) of the basic links of the observable transmissions are situated on spherical surfaces. The equations of the interacting curves of several types are resulted.

УДК 621.577

К. А. Токменинов, канд. техн. наук, доц., В. А. Широченко, канд. техн. наук, доц.**ПЕРСПЕКТИВЫ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

В работе даны маркетинговый и технико-экономический анализ эффективности применения, описание и принципы работы перспективного энергосберегающего оборудования – тепловых насосов. Эффективность практического использования иллюстрирована на примере применения тепловых насосов в РУП «Могилевэнерго».

Введение

Проблема энергосбережения становится с каждым годом все более актуальной. В структуре себестоимости производства электрической и тепловой энергии стоимость топлива достигает 70 % и продолжает возрастать в связи с подорожанием газа. Поэтому вопросам получения электрической и тепловой энергии с использованием альтернативных источников придается особое значение.

По прогнозам Мирового энергетического комитета (МИРЭК), к 2020 г. в развитых странах мира теплоснабжение будет осуществляться с помощью тепловых насосов.

Тепловые насосы идут на смену отопительным котлам, потому что ис-

пользуют неиссякаемый источник тепла – энергию солнца, поглощенную землей, водой и воздухом. Они компактны, просты в монтаже и пусконаладке, при эксплуатации требуется лишь периодическая проверка показаний и осмотр. Тепловые насосы нуждаются в малом количестве электроэнергии, потребляют 15...20 % энергии по сравнению с вырабатываемой. При отоплении электричеством выход тепловой мощности – 1 кВт на 1 кВт затраченной электроэнергии. Тепловой насос дает 3 кВт тепловой мощности при затрате 1 кВт электроэнергии.

В табл. 1 представлены данные по использованию тепловых насосов в развитых странах.

Табл. 1. Мировой уровень использования низкопотенциальной тепловой энергии земли посредством тепловых насосов

Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/г.
1	2	3
Австралия	24,0	57,6
Австрия	228,0	1094,0
Болгария	13,3	162,0
Великобритания	0,6	2,7
Венгрия	3,8	20,2
Германия	344,0	1149,0
Греция	0,4	3,1
Дания	3,0	20,8
Исландия	4,0	20,0
Италия	1,2	6,4

Окончание табл. 1

1	2	3
Канада	360,0	891,0
Литва	21,0	598,8
Нидерланды	10,8	57,4
Норвегия	6,0	31,9
Польша	26,2	108,3
Россия	1,2	11,5
Сербия	6,0	40,0
Словакия	1,4	12,1
Словения	2,6	46,8
США	4 800,0	12 000,0
Турция	0,5	4,0
Финляндия	80,5	484,0
Франция	48,0	255,0
Чехия	8,0	38,2
Япония	3,9	64,0
Всего	6 675,4	23 268,9

Основные преимущества тепловых насосов (ТН) перед другими энергоисточниками.

1. *Экономичность.* Тепловой насос использует введенную в него энергию эффективнее любых котлов, сжигающих топливо. Между собой тепловые насосы сравнивают по коэффициенту преобразования тепла ϕ (коэффициенту трансформации тепла, мощности, преобразования температур). Коэффициент трансформации тепла показывает отношение получаемого тепла к затраченной энергии. Например, $\phi = 3,5$ означает, что, подведя к машине 1 кВт, на выходе получают 3,5 кВт тепловой мощности. В среднем 60...75 % потребностей теплоснабжения ТН обеспечивает бесплатно.

2. *Повсеместность применения.* Источник рассеянного тепла можно обнаружить в любом уголке планеты. Земля и воздух найдутся на любом участке, чтобы выполнять функции отопления бесперебойно и независимо от капризов погоды, поставщиков дизельного топли-

ва или падения давления газа в сети. Даже отсутствие нужных 2...3 кВт электрической мощности не помеха. Для привода компрессора в некоторых моделях используют дизельные или бензиновые двигатели.

3. *Экологичность.* Агрегат не сжигает топливо, значит, не образуются вредные окислы типа CO , CO_2 , SO_2 , PbO_2 . Потому вокруг помещения на почве нет следов серной, азотистой, фосфорной кислот и бензольных соединений. Применяемые же в тепловых насосах фреоны не содержат хлоруглеродов и озонобезопасны.

4. *Универсальность.* Тепловые насосы обладают свойством обратимости (реверсивности). Они «умеют» брать тепло из воздуха дома, охлаждая его. Летом избыточная энергия иногда отводится на подогрев бассейна.

5. *Безопасность.* Агрегаты практически взрыво- и пожаробезопасны. Нет топлива, нет открытого огня, опасных газов или смесей. Ни одна деталь

не нагревается до температур, способных вызвать воспламенение горючих материалов. Остановки агрегата не приводят к поломкам или к замерзанию жидкостей.

Основные характеристики тепловых насосов

Тепловые насосы подразделяются на два типа:

1) в качестве источника тепла используется энергия земли – недра (скважина), грунт (земляной коллектор, проложенный на глубине промерзания грунта) или вода (расположенные поблизости речка или водоём);

2) в качестве источника энергии используют тепло переработанного теплого воздуха внутри помещения.

Насосы первого и второго типа делятся на тепловые насосы для отопления и тепловые насосы для отопления и приготовления горячей воды для хозяйственно-бытовых нужд.

В табл. 2 указаны приблизительные данные (площадь помещения, необходимая мощность теплового насоса

и возможные альтернативные источники тепла). Точный расчет должен учитывать особенности здания, например, качество утепления, требуемую температуру внутри помещения, особенности геологии и т. д.

Для конкретных условий, для каждого проекта по определенной программе считаются тепловые потери здания, выбирается наиболее приемлемая система отопления (радиаторы, теплый пол, уже имеющаяся система отопления) и выбирается тип и мощность теплового насоса. В затратную часть, помимо самого насоса, необходимо включать расходы на бурение скважины или рытье коллектора на глубину промерзания грунта 1,5...2 м, прокладку энергетического коллектора (длина трубы равна длине альтернативного источника тепла плюс 5 % длины на монтаж), стоимость накопительного бака (для каждой модели емкость баков разная) и работы по монтажу. Отдельно следует выбрать схему отопления и рассчитать стоимость её изготовления.

Табл. 2. Приблизительные данные

Отапливаемая площадь, м ²	Тепловая мощность теплового насоса, кВт	Альтернативный источник тепла		
		Скважина, м	Земляной коллектор, м	Водный коллектор, м
80...120	4,5	60	250	250
130...180	6	90	350	350
200...250	8	110	400	400
250...300	10	140	450	450
300...350	12	170	500	500
350...400	14	195	600	600
400...500	16	2×110	2×350	2×350

Тепловой насос – это преобразованный холодильник. Устройство (испаритель, компрессор, конденсатор и дросселирующее устройство), цикл работы, размер и формы холодильника и насоса практически одинаковы, разнятся только параметры настройки. Холо-

дильник работает, выкачивая тепло наружу. Тепловой насос нагнетает тепло с улицы или же из почвы в помещение.

На рис. 1 приведена упрощенная схема принципиального устройства парокомпрессионных тепловых насосов.

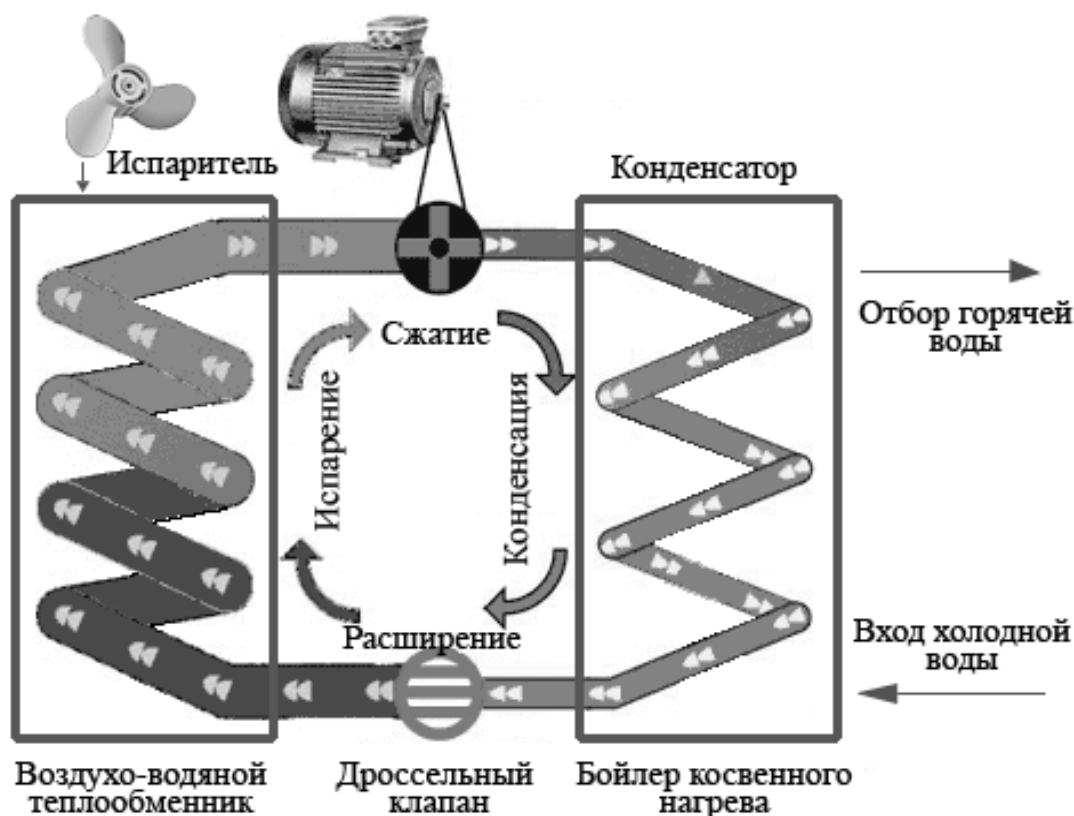


Рис. 1. Схема работы теплового насоса

В испаритель насоса поступает вода из низкопотенциального источника тепла. Точка кипения для разных жидкостей меняется посредством давления: чем выше давление, тем выше точка кипения. Вода закипает при нормальном давлении при температуре $+100^{\circ}\text{C}$. При повышении давления вдвое температура кипения воды достигает $+120^{\circ}\text{C}$, а при уменьшении давления в 2 раза вода закипает при $+80^{\circ}\text{C}$. Хладагент в тепловом насосе имеет ту же тенденцию – его температура кипения изменяется при изменении давления. Точка кипения хладагента лежит низко, приблизительно -40°C при атмосферном давлении, поэтому может использоваться даже с низкотемпературным тепловым источником. Поэтому, даже когда совсем холодную воду прогоняют насосом через каналы испарителя, жидкий хладагент все равно испаряется. Далее пар втяги-

вается в компрессор и там сжимается. При этом его температура сильно увеличивается (до $90...100^{\circ}\text{C}$). Затем горячий и сжатый хладагент направляется в теплообменник конденсатора, охлаждаемый водой или воздухом. На холодных поверхностях пар конденсируется, превращаясь в жидкость, а его тепло передается охлаждающей среде. Воду используют в системе отопления или горячего водоснабжения, а хладагент, теперь снова жидкий, направляется на дросселирующий вентиль, проходя через который, он теряет давление и температуру, а затем опять возвращается в испаритель. Цикл завершился. Он будет автоматически повторяться, пока работает компрессор. Конструкция теплового насоса исключает попадание хладагента в водяные магистрали систем отопления, горячего водоснабжения и в окружающую среду. Описанная схема ра-

боты относится к агрегатам так называемого парокомпрессионного цикла. Такие машины используют в бытовых установках. Помимо них, существуют также насосы абсорбционные, термоэлектрические, эжекторные.

Самым важным при разработке системы теплоснабжения является первичный выбор теплового насоса. Успех дела зависит от того, насколько грамотно будут согласованы параметры самого теплового насоса, системы сбора низкопотенциального тепла (первичного контура) и системы отопления помещения (вторичного контура).

Тепловые насосы рекомендуются

применять для низкотемпературных систем отопления (Европа перешла на них при использовании любых видов энергии). Наиболее выгодные варианты – напольное водяное или воздушное отопление: теплоноситель не нагревают выше 35 °С по медицинским соображениям, а дом тщательно теплоизолируют, сведя потери с привычного российского уровня 100 Вт/м² до «цивилизованных» 50...60 Вт/м².

В табл. 3 представлена сравнительная характеристика эксплуатационных расходов для отопительного оборудования, использующего различные источники энергии.

Табл. 3. Эксплуатационные расходы (приведены на 180 м² отапливаемой площади)

Наименование показателя	Газовое оборудование	Дизельное оборудование	Электрическое оборудование	Тепловой насос
Количество рабочих часов за сезон	1700	1700	1700	1700
Потребление в час	4 м ³	4 кг	18 кВт	3 кВт
Стоимость энергоносителей	215 р. за 1 м ³ газа	1610 р. за 1 л топлива	226 р. за 1 кВт·ч	226 р. за 1 кВт·ч
Годовые затраты на отопление, р.	1 462 000	10 948 000	6 915 600	1 152 600
Стоимость сервисного обслуживания, долл. США	300	300	300	100
Гарантия, обычно предоставляемая производителем, г.	1	1	1	3

Тепловые насосы позволяют нагревать воду для систем отопления и горячего водоснабжения до 60...70 °С.

Следует отметить, что в Германии, которая имеет самую большую суммарную мощность тепловых насосов в Европе, широкое применение имеют тепловые насосы с использованием скважин в качестве источников тепла. Глубина скважин в среднем 36...40 м, что обеспечивает перепад температур 4...5 °С.

Стоимость насоса мощностью 15 кВт с проектными работами, оборудован

ованием скважин, монтажом составляет 25...30 тыс. евро. Срок окупаемости – 3...7 лет.

Некоторые экономические оценки эффективности использования тепловых насосов

Одним из основных направлений реализации «Целевой программы обеспечения в Республике Беларусь не менее 25 % объема производства электрической и тепловой энергии за счет использования местных видов топлива и аль-

тернативных источников энергии на период до 2012 г.» является снижение затрат, связанных с использованием электрической и тепловой энергии. В связи с этим в районных энергетических инспекциях (РЭИ) Республики Беларусь запрещено использование электродвигателей для отопления и горячего водоснабжения. В качестве альтернативы предложен переход на местные виды топлива, прежде всего на дрова.

В РУП «Могилевэнерго» рассмотрен вариант использования тепловых насосов для указанных целей. В качестве

объекта исследований взята база Шкловской РЭИ.

Данные о потреблении электрической энергии для отопления по Шкловской РЭИ за осенне-зимний период (ОЗП) 2006...2007 гг. отражены в табл. 4.

В целях расчета окупаемости проекта целесообразно применять утвержденные нормы расхода электроэнергии на отопление РЭИ филиала Энергонадзора, т. к. в данных нормах учтены социальные стандарты по поддержанию температуры в здании (18°C) (табл. 5).

Табл. 4. Потребление электрической энергии для отопления здания инспекции

Месяц	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	За весь ОЗП
Количество потребляемой энергии, тыс. кВт·ч	0,378	1,810	1,925	2,338	2,030	1,748	1,149	11,378

Табл. 5. Нормы расхода электроэнергии на отопление (на примере Быховской, Шкловской, Хотимской и Кировской РЭИ)

Отопительный период	K_t	h , ч	Затраты на отопление, кВт·ч	Суммарные затраты на горячее водоснабжение, кВт·ч
Январь	0,61	496	4538	18154
Февраль	0,52	448	3494	13978
Март	0,44	496	3274	13094
I квартал	—	—	11306	45226
Апрель	0,31	240	1116	4464
II квартал			1116	4464
Октябрь	0,26	248	967	3869
Ноябрь	0,45	480	3240	12960
Декабрь	0,52	496	3869	15475
IV квартал	—	—	8076	32304
Год	—	—	20498	81994

В связи с тем, что в указанном административном здании нет аккумуляторного бака, электрическая энергия

используется для отопления по двум зонам суток с дневным и ночным тарифами, прямо пропорционально их дли-

тельности (с 6.00 до 23.00 ч и с 23.00 до 6.00 ч соответственно). На 2008 г. дневной тариф – 730,5 р. за 1 кВт·ч, в ночное время стоимость электроэнергии – 146 р. за 1 кВт·ч.

Установка теплового насоса позволит снизить потребление электрической энергии в 2,88 раза (с учетом проведения термореновации здания, а также с учетом сохранения действующего электрокотла в качестве пикового догревателя). В этом случае потребление электроэнергии составит 5,2 кВт (15/5,2 = 2,88), но стоимость электрической энергии будет рассчитываться по общему тарифу.

В расчете чистого денежного потока были учтены эксплуатационные затраты в размере 100 долл. США в год. Также расчет производился из следующих условий:

- ориентировочно установка ТН предполагается в 2009...2010 гг.;
- учтена амортизация оборудования с включением в чистый доход по проекту;
- рост тарифов на электроэнергию предусмотрен в среднем в размере 10 % годовых до 2016 г. (не выше темпов роста социально-экономического развития Республики Беларусь), далее – не более 2 % (с учетом введения в энергетический баланс страны Белорусской атомной станции).

Из проведенного расчета получены следующие результаты:

- 1) простой срок окупаемости проекта 7 лет;
- 2) динамический срок окупаемости проекта 11 лет;
- 3) внутренняя норма доходности 11 %;
- 4) индекс рентабельности 1,041.

Исходя из указанных данных проект является окупаемым и может быть принят для реализации.

В результате анализа характеристик тепловых насосов, их достоинств и не-

достатков можно сделать вывод о том, что использование такого вида получения тепловой энергии является хорошей альтернативой электродотельным и котельным на местных видах топлива. Тепловые насосы обладают целым рядом преимуществ: безопасностью, экологичностью, эффективностью.

Поэтому с учетом проведенных исследований в качестве пилотного проекта на базе РУП «Могилевэнерго» в 2009...2010 гг. предлагаем выбрать тепловой насос МЕС-6ТВ (ООО «Мекмастер Ижевск») тепловой мощностью 8 кВт с устройством вертикального коллектора для отбора из грунта низкопотенциального тепла без демонтажа существующего электрокотла и с сохранением его в качестве пикового догревателя.

Заключение

1. Тепловые насосы рекомендуется применять для низкотемпературных систем отопления. В среднем капитальные вложения в тепловой насос и первоначальный монтаж системы сбора тепла составляют 1770...3590 тыс. р. за 1 кВт мощности.

2. Срок окупаемости тепловых насосов составляет 3...7 лет, срок службы оборудования – 30 лет, первичного контура – 50 лет. Экономия от тепловых насосов возникает за счет уменьшенных расходов на энергоносители, амортизацию и сервисное обслуживание.

3. Применение теплового насоса в 1,2...2,5 раза выгоднее, чем самой эффективной (газовой) котельной, т. к. газовое отопительное оборудование требует постоянной смены горелок с периодичностью в 3...5 лет, а стоимость одной горелки составляет 1000...1500 долл. США. Таким образом, отопительные тепловые насосы – надежные, безопасные, экономичные и долговечные отопительные системы.

4. В РУП «Могилевэнерго» разработано технико-экономическое обоснование эффективности использования тепловых насосов для районных инспекций Энергонадзора и районов электросетей для дальнейшего практического внедрения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Малюшенко, В. В.** Насосное оборудование тепловых электростанций / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – М. : Энергия, 1985.
2. **Афанасьев, В. В.** О возможности использования тепловых насосов / В. В. Афанасьев, В. Т. Ильюшенко // Холодильная техника. – 1999. – № 9.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 03.12.2009

K. A. Tokmeninov, V. A. Shirochenko
Prospects and efficiency of heat pumps
using

Marketing, technical and economical analysis of using of prospective energy-efficient equipment, i. e. heat pumps is given in the article. Description and principles of heat-pumps work is described. Efficiency of practical use has been illustrated on the example of heat-pumps used in the Republican Unitarian Enterprise «Mogilevenergo».

УДК 621.9.06.014

В. И. Туромша, канд. техн. наук, доц.**КОНЦЕПЦИЯ СКОРОСТНОГО СИЛОВОГО РЕЗАНИЯ**

Учтены одновременно преимущества силового и скоростного методов обработки резанием. При максимальной загрузке станка по мощности и полном использовании режущего инструмента по стойкости наибольшая производительность достигается назначением максимально возможной подачи, а также увеличением скорости резания режущим инструментом более высокого качества.

Введение

Параметрами процесса резания, влияющими на производительность обработки деталей, являются глубина резания t , мм, и связанное с ней число рабочих ходов инструмента i , подача s_o , мм/об, а также скорость резания v , м/мин. В соответствии с известной зависимостью [1] машинное время t_m , мин, при токарной обработке определяется как

$$t_m = \frac{\pi D L h}{1000} \cdot \frac{1}{t \cdot s_o \cdot v}, \quad (1)$$

где D – диаметр обрабатываемой детали, мм; L – длина рабочего хода инструмента, мм; h – припуск на обработку, мм.

Учитывая наличие постоянных в формуле (1), производительность обработки может быть также оценена объемом материала, снятого в единицу времени [2]:

$$P = t \cdot s \cdot v, \quad (2)$$

где s , мм, соответствует перемещению режущей кромки резца в движении подачи за один оборот заготовки, т. е. численно равно s_o .

Известные методы сокращения времени на обработку деталей (повышения производительности) основаны на увеличении одного из параметров режима резания:

– глубинное резание – обработка с максимально возможной глубиной резания [2];

– силовое резание – обработка с увеличенной подачей [3];

– скоростное резание – обработка с высокой скоростью резания [3].

Каждый из данных методов в свое время развивался как отдельное научно-техническое направление.

В формулах (1) и (2) функциональные связи между параметрами не учитываются, а каждый сомножитель представлен как независимая переменная, в одинаковой степени влияющая на производительность. В действительности же параметры режима резания связаны друг с другом. Уравнений связи известно как минимум два:

1) уравнение мощности резания, которая ограничена мощностью привода главного движения станка;

2) уравнение стойкости режущего инструмента, которая ограничена заданным периодом стойкости (часто данное уравнение представляют в виде уравнения скорости резания, допускаемой инструментом).

Учитывая, что в соответствии с уравнениями связи степень влияния t , s_o и v на мощность резания и стойкость инструмента не одинакова [4], можно говорить о том, что различна и степень их влияния на производительность обработки. Решение уравнения (2) с учетом уравнений связи позволяет не только уточнить оценку эффективности каждого из перечисленных методов повышения производительности обработки в отдельности, но и сформулировать новую концепцию резания, объединяющую достоинства силового и скоростного методов обработки, – концепцию *скоростного силового резания*.

Обеспечение максимальной производительности обработки

Анализ влияния параметров режима резания на производительность обработки деталей выполнен при полной загрузке станка по мощности и режущего инструмента по стойкости, поскольку данные условия обеспечивают максимальное использование технических возможностей станка и инструмента. Этим требованиям отвечает математическая модель, включающая уравнения эффективной мощности резания N и скорости резания v , допускаемой инструментом, а также целевую функцию производительности Π :

$$\begin{cases} P_z = C_P t^{x_P} s_o^{y_P} v^{\mu_P}; \\ v = \frac{C_v}{T^m t^{x_v} s_o^{y_v}}; \\ N = \frac{P_z \cdot v}{61200}; \\ \Pi = t \cdot s \cdot v \rightarrow \max, \end{cases} \quad (3)$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания; C_v , C_P – постоянные коэффициенты; x_v , y_v , x_P , y_P , μ_P – показатели степени; m – показатель относитель-

ной стойкости.

В [4, 5] показано, что параметры режима резания, являющиеся решениями модели (3), позволяют достичь наибольшей производительности обработки. При заданных ограничениях N (соответствует мощности привода главного движения станка) и T решение модели (3) может быть получено путем варьирования с определенным шагом значениями s_o и вычислением t и v . Для каждого шага определяется производительность обработки, а затем сочетание параметров режима резания, при котором $\Pi \rightarrow \max$.

Пример решения для токарной обработки деталей из конструкционной стали резцом из твердого сплава Т15К6 приведен в табл. 1. Исходные параметры системы (3) [6]: $x_P = 1,0$; $y_P = 0,75$; $\mu_P = -0,15$; $C_P = 3000$; $m = 0,2$; $x_v = 0,15$; $y_v = 0,2 \dots 0,45$ и $C_v = 221 \dots 283$ (при $s_o < 0,3$ – $C_v = 283$, $y_v = 0,2$; при $s_o > 0,7$ – $C_v = 221$, $y_v = 0,45$; при $0,3 \leq s_o \leq 0,7$ – $C_v = 227$, $y_v = 0,35$).

Табл. 1. Значения параметров режима резания и производительность снятия материала при точении деталей из конструкционной стали резцом из твердого сплава Т15К6 в соответствии с моделью (3)

s_o , мм/об	$N = 10 \text{ кВт}$						$N = 20 \text{ кВт}$					
	$T = 15 \text{ мин}$			$T = 60 \text{ мин}$			$T = 15 \text{ мин}$			$T = 60 \text{ мин}$		
	t , мм	v , м/мин	Π , см ³ /мин	t , мм	v , м/мин	Π , см ³ /мин	t , мм	v , м/мин	Π , см ³ /мин	t , мм	v , м/мин	Π , см ³ /мин
0,1	14,21	175	249	18,60	128	238	31,40	156	490	41,19	113	466
0,2	8,96	163	292	11,74	119	279	19,80	145	574	26,0	106	551
0,4	6,13	139	341	8,03	101	324	13,60	123	669	17,80	90	641
0,8	4,30	114	392	5,63	83	374	9,50	101	768	12,50	74	740
1,6	3,21	87	447	4,20	64	430	7,10	78	886	9,30	56	833
3,2	2,40	67	515	3,14	49	492	5,30	59	1001	6,95	43	956
4,0	2,18	61	532	2,86	45	515	4,83	54	1043	6,34	40	1014
5,0	1,99	56	557	2,60	41	533	4,40	50	1100	5,76	36	1037

Из анализа полученных результатов следует, что при условии максимальной загрузки станка по мощности и полного использования режущего инструмента по стойкости:

- увеличение глубины резания, например, при $N = 10$ кВт и $T = 15$ мин от 2,40 до 8,96 мм, т. е. в 3,9 раза, сопровождается увеличением скорости резания от 67 до 163 м/мин, т. е. в 2,35 раза, уменьшением подачи от 3,2 до 0,2 мм/об, т. е. в 16 раз и снижением производительности от 515 до 292 см³/мин, т. е. в 1,76 раза;

- увеличение подачи, напротив, хотя и сопровождается снижением глубины и скорости резания, но в итоге приводит к увеличению производительности обработки.

Следовательно, максимум производительности достигается при назначении максимально возможной подачи. Данный вывод хорошо согласуется с результатами исследований по силовому резанию, т. е. резанию с большими подачами [3].

Силовое резание

Инициатором силового течения был токарь-новатор В. А. Колесов [7]. С целью повышения производительности обработки он работал с подачами до 10...15 мм/об, причем подача могла превышать глубину резания, т. е. $s/t > 1$. Идеи силового резания в дальнейшем получили развитие в ряде исследований [3]. В настоящее время для обработки деталей с большими подачами применяются в основном режущие инструменты, производимые зарубежными фирмами [8] и представляющие собой усовершенствованную конструкцию резца В. А. Колесова.

Таким образом, увеличение подачи является общим в концепциях силового и скоростного силового резания. Отличие же их в том, что традиционное силовое резание не требует установления зависимости скорости и глубины резания от подачи и рекомендует про-

изводить обработку деталей с глубиной резания, равной припуску. Концепция скоростного силового резания определяет такую зависимость через систему уравнений модели (3). Кроме того, данная концепция решает задачу повышения производительности (объема снимаемого в единицу времени материала) также и за счет увеличения скорости резания (см. ниже), т. е. в ней объединены основные идеи как силового, так и скоростного резания. Глубина резания при этом может быть меньше припуска, т. е. снятие припуска производится за несколько рабочих ходов инструмента.

Скоростное резание

Одним из основоположников метода скоростного резания был немецкий ученый М. Кроненберг [9]. В соответствии с разработанной в 1930 г. методикой он принимает за наивыгоднейший режим резания такой, при котором достигается полная загрузка станка по мощности и полное использование инструмента, т. е. работа на скорости, соответствующей экономическому сечению стружки. М. Кроненберг для достижения максимальной производительности предлагал увеличивать скорость резания, в том числе и за счет уменьшения площади сечения срезаемого слоя, поэтому его метод назван «скоростным».

Недостатками математической модели М. Кроненберга можно считать то, что, во-первых, взяв за основной параметр площадь сечения срезаемого слоя, автор не учитывал разную степень влияния подачи и глубины резания на силу резания (мощность) и период стойкости инструмента, во-вторых, М. Кроненберг в своих моделях не использовал стойкость T инструмента.

Отличием предложенной в настоящей работе математической модели (3) от модели М. Кроненберга является то, что подача и глубина резания представлены как независимые переменные, а под использованием режущего инструмента

понимается обеспечение заданного периода стойкости T .

Увеличение скорости резания может быть достигнуто двумя основными методами:

1) за счет увеличения скорости, допускаемой инструментом, т. е. путем повышения качества инструмента (улучшения инструментального материала и его структуры, применения износостойких покрытий, совершенствования конструкции и геометрии инструмента и т. д.);

2) за счет снижения периода стойкости T режущего инструмента.

Для оценки влияния качества режущего инструмента (стойкости) на соотношение параметров режима резания и производительность обработки определим в соответствии с моделью (3) параметры режима резания при токарной обработке деталей из конструкционной нелегированной стали (код стали 01.1 по Sandvik Coromant, группа обрабатываемости по ISO – P), являющейся аналогом стали 45, инструментом с ромбической пластиной твердого сплава GC4015 с трехслойным CVD покрытием

TiCN – Al₂O₃ – TiN [8]. Данный твердый сплав обладает более высокими эксплуатационными свойствами по сравнению со сплавом T15K6. Параметры модели (3) для сплава GC4015: $x_p = 1,0$; $y_p = 0,75$; $\mu_p = -0,15$; $C_p = 3000$; $m = 0,15$; $x_v = 0,15$; $T = 15$ мин; $y_v = 0,2...0,45$ и $C_v = 430...670$ (при $s_o < 0,3$ – $C_v = 670$, $y_v = 0,2$; при $s_o > 0,7$ – $C_v = 430$, $y_v = 0,45$; при $0,3 \leq s_o \leq 0,7$ – $C_v = 510$, $y_v = 0,35$).

Результаты расчета при $N = 20$ кВт и $s_o = 1,6$ мм/об представлены в виде диаграмм (рис. 1). Применение твердого сплава GC4015 с покрытием по сравнению с T15K6 позволяет увеличить скорость резания в 2,5 раза и уменьшить глубину резания (и площадь сечения срезаемого слоя) в 2,2 раза. Благодаря тому, что возрастание скорости резания происходит в большей степени, чем снижение глубины, увеличивается объем снимаемого в единицу времени материала в 1,14 раза.

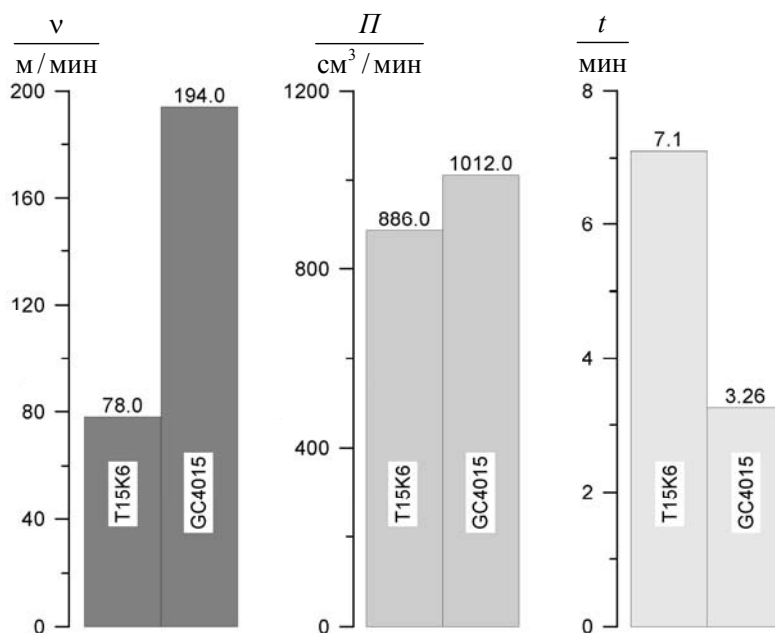


Рис. 1. Расчетные значения v , II и t для инструментов из твердых сплавов T15K6 и GC4015 ($N = 20$ кВт, $T = 15$ мин, $s_o = 1,6$ мм/об)

В результате в дополнение к концепции силового резания повышение производительности обеспечивается также и за счет роста скорости резания в соответствии с концепцией скоростного резания. С точки зрения снижения сил резания и нагрузок на приводы станка увеличение объема удаляемого материала при меньшей площади среза является предпочтительным.

Математически полученный результат объясняется главным образом увеличением параметра C_v в модели (3). Рост C_v соответствует увеличению допускаемой инструментом скорости резания при том же значении заданного периода стойкости T . В результате достигается увеличение расчетной скорости резания и производительности обработки при меньшей глубине резания и площади среза.

Анализ влияния параметра C_v на производительность

Параметр C_v в модели (3) характеризует качество инструмента, выражаемое допускаемой скоростью резания при заданном периоде стойкости. Поэтому

моделирование влияния допускаемой инструментом скорости резания на производительность обработки и соотношение параметров режима резания выполнялось путем изменения параметра C_v .

Одним из методов повышения эксплуатационных свойств режущих инструментов является применение износостойких покрытий (однослойных и многослойных) [10]. Коэффициент k повышения допускаемой скорости резания зависит от марки покрытия и, по сути, является поправочным коэффициентом для C_v в формуле скорости резания (значения коэффициента k приведены в табл. 2 [10]):

$$v = \frac{C_v \cdot k}{T^m t_v^{x_v} s_v^{y_v}}. \quad (4)$$

На рис. 2 приведены параметры процесса обработки деталей инструментом из твердого сплава GC4015 Sandvik Coromant, рассчитанные по модели (3) при $N = 30$ кВт и $T = 15$ мин с учетом коэффициента k , т. е. при изменении C_v .

Табл. 2. Коэффициент k повышения скорости резания для твердых сплавов при применении покрытий

Вид покрытия	k
Без покрытия	1,00
TiN	1,15
Ni-P + TiN	1,20
TiC	1,25
TiN + Al ₂ O ₃ + Ti (C,N)	1,30
Ni-P + TiC	1,45
Комбинированные покрытия	1,55
Ni-P + Ti (C,N)	1,60
Ni-P + комбинированные покрытия	1,75

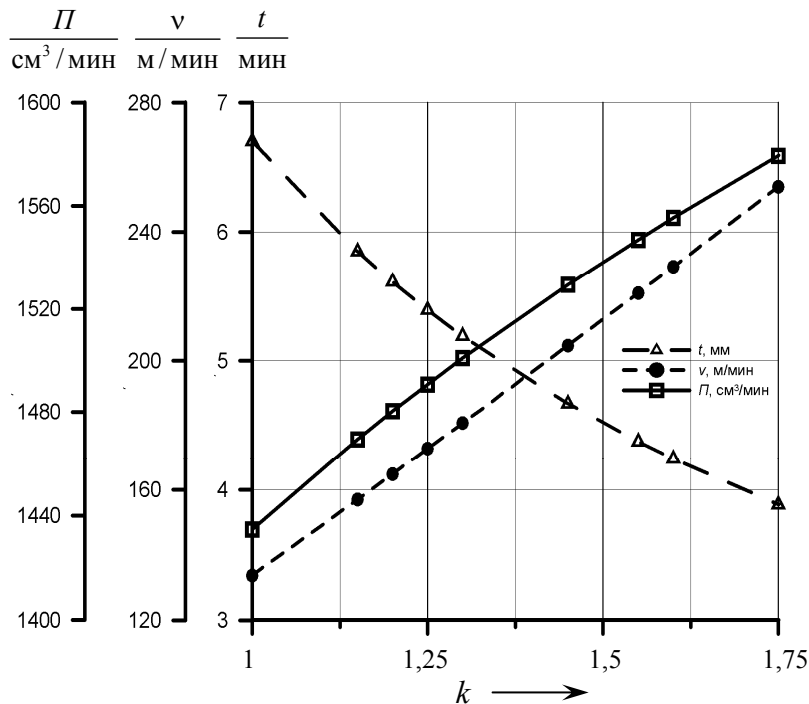


Рис. 2. Зависимость v , Π и t от коэффициента k повышения C_v при полной загрузке по мощности ($N = 30$ кВт) и стойкости ($T = 15$ мин) для твердого сплава GC4015 ($s_o = 1,6$ мм/об)

Исходные значения C_v при $k = 1$ (твердый сплав без покрытия) составляют: при $s_o < 0,3$ — $C_v = 515$; при $0,3 \leq s_o \leq 0,7$ — $C_v = 400$; при $s_o > 0,7$ — $C_v = 330$.

Увеличение C_v от 330...515 до 580...900 приводит к возрастанию расчетной скорости резания от 134 до 254 м/мин и снижению глубины резания от 6,70 до 3,89 мм. Это дает возможность производить обработку деталей при меньшей площади сечения срезаемого слоя. Благодаря росту скорости резания происходит увеличение объема снимаемого в единицу времени материала от 1435 до 1579 см³/мин.

Следовательно, в соответствии с концепцией скоростного силового резания возрастание скорости резания и производительности обработки, а также снижение площади срезаемого слоя достигается за счет увеличения допускаемой инструментом скорости, выра-

жающейся увеличением параметра C_v в модели (3).

Влияние мощности привода главного движения станка на производительность

Привод главного движения выполняет работу резания, затрачиваемую на снятие материала с заготовки. Объем материала, снятого в единицу времени, т. е. производительность обработки определяется работой резания, произведенной за единицу времени, т. е. эффективной мощностью резания. Поэтому увеличение мощности двигателя привода главного движения является одним из методов повышения производительности обработки деталей.

Приведенные в табл. 1 результаты расчета подтверждают данное положение. Но обращает на себя внимание тот факт, что для конкретного инструмента (инструментального материала) рост производительности при увеличении N

происходит в основном за счет увеличения глубины резания, поскольку скорость резания ограничена качеством режущего инструмента в соответствии с уравнением (4). В результате при завышенной мощности расчетная глубина резания может превысить допустимые пределы, т. е. возрасти до величин, которые невозможно реализовать на практике. Следовательно, возможности увеличения N ограничены параметрами качества режущего инструмента, применяемого на станке.

Иная картина наблюдается при использовании инструмента с более высокими эксплуатационными свойствами. В табл. 3 приведены значения параметров режима резания для инструмента, оснащенного пластиной твердого сплава GC4015 с покрытием

TiCN – Al₂O₃ – TiN. При $N = 20$ кВт в диапазоне подач $s_o = 0,4 \dots 1,6$ мм/об расчетная глубина резания снизилась по сравнению с T15K6 от 7,10...13,6 до 3,26...5,30 мм. Рекомендуются при черновой обработке конструкционной стали твердосплавным резцом глубина резания составляет 6...9 мм [6]. Поэтому для твердого сплава GC4015 мощность привода главного движения может быть увеличена до 31,16 кВт. Глубина резания в этом случае возрастает до рекомендуемых значений 5,41...8,98 мм, а производительность – от 886 до 1558 см³/мин, т. е. в 1,76 раза. В результате применение качественного инструмента, имеющего более высокую допускаемую скорость резания, дает возможность значительно увеличить мощность привода главного движения станка и производительность обработки.

Табл. 3. Значения параметров режима резания и производительность снятия материала при точении деталей из конструкционной стали резцом из твердого сплава GC4015

s_o , мм/об	$N_1 = 31,16$ кВт			$N_2 = 20,0$ кВт			$N_3 = 10,0$ кВт		
	t , мм	v , м/мин	P , см ³ /мин	t , мм	v , м/мин	P , см ³ /мин	t , мм	v , м/мин	P , см ³ /мин
0,2	12,48	422	1053	7,51	455	683	3,39	512	347
0,4	8,98	337	1210	5,30	372	789	2,40	419	402
0,8	7,24	235	1361	4,37	253	885	1,97	285	449
1,6	5,41	180	1558	3,26	194	1012	1,47	218	513
3,2	4,04	138	1784	2,44	148	1156	1,10	167	588
4,0	3,64	127	1849	2,22	136	1208	1,00	153	612
5,0	3,33	116	1931	2,02	125	1263	0,91	140	637

Таким образом, в соответствии с концепцией скоростного силового резания увеличение C_v , сопровождающееся снижением глубины резания, позволяет увеличить производительность обработки за счет повышения мощности привода главного движения станка до такого уровня, при котором параметры сечения срезаемого слоя возрастают до рекомендуемых значений при черновой обработке.

Влияние заданного периода стойкости T на производительность

Увеличение скорости резания может быть достигнуто также путем снижения заданного периода стойкости T режущего инструмента. Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 1, показывает, что рост скорости при снижении T приходится компенсировать уменьшением t для обеспечения полной

загрузки станка по мощности. В результате объем снимаемого материала в единицу времени практически не изменяется. В то же время съём материала при большей скорости резания и меньшей площади сечения срезаемого слоя является предпочтительным при снижении сил резания и нагрузок на приводы металлорежущего станка. В этом заключается положительный результат от снижения T с позиции концепции скоростного силового резания.

Кроме того, снижение глубины резания при уменьшении T также является резервом повышения мощности главного привода станка и производительности обработки в соответствии с изложенной выше концепцией.

Образование обратной стружки и производительность обработки

Резание с большими подачами сопровождается образованием стружки с обратной формой среза. Условие обра-

зования обратного среза – $t/s_o < \sin \varphi$ (φ – главный угол резца в плане) [1, 11]. В этом случае большое значение приобретает вспомогательная режущая кромка, на долю которой приходится значительная часть работы по формированию поверхности резания, а показатели степени x_v и y_v в формуле (4) меняются местами [7, 11]. Это способствует увеличению производительности обработки за счет роста скорости резания при одновременном снижении площади сечения срезаемого слоя.

На рис. 3 приведены результаты расчета с учетом образования стружки с обратной формой среза при точении конструкционной стали твердосплавным резцом Т15К6. Параметры модели (3) (по данным [12]): $x_p = 1,0$; $y_p = 0,75$; $\mu_p = -0,15$; $C_p = 3000$; $m = 0,2$; $x_v = 0,15$; $y_v = 0,35$; $C_v = 340 \dots 420$ (при $s_o < 0,3$ – $C_v = 420$; при $s_o > 0,7$ – $C_v = 340$; при $0,3 \leq s_o \leq 0,7$ – $C_v = 350$).

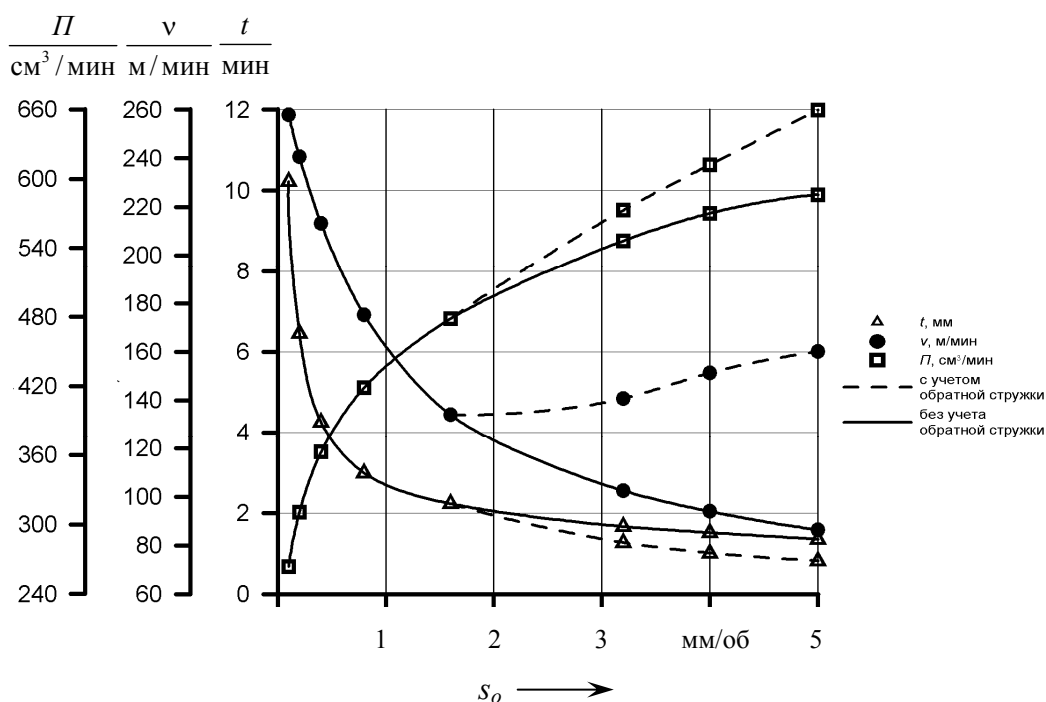


Рис. 3. Изменение расчетных значений t , v и P при образовании стружки с обратной формой среза

При $N = 10$ кВт и $T = 20$ мин обратный срез образуется при $s_o = 1,6$ мм/об. Обращает на себя внимание существенное «обратное» повышение скорости резания, возрастающее по мере увеличения подачи, и весьма значительное снижение глубины резания. Так, при $s_o = 5,0$ мм/об за счет образования обратного среза скорость резания возрастает от 86 до 160 м/мин (почти в 2 раза), а глубина резания снижается от 1,36 до 0,82 мм, что является положительным фактором при снижении нагрузок на приводы станка. Объем снимаемого материала в единицу времени возрастает от 587 до 660 см³/мин.

Глубинное резание

Табличные методы назначения параметров режима резания, изложенные в [2, 6, 11, 12], реализуют в основном концепцию глубинного резания, поскольку рекомендуют назначение максимальной глубины резания. Метод основан на двух законах резания, сформулированных проф. С. Ф. Глебовым [13], в соответствии с которыми для достижения наибольшей производительности рекомендуется производить обработку с максимальной площадью сечения срезаемого слоя, в т. ч. за счет снижения скорости резания, а глубину резания следует по возможности увеличивать за счет подачи. Следует обратить внимание на то, что данные законы сформулированы только на основании анализа количества теплоты, отводимой от режущего лезвия резца. Не учтены силовые и другие характеристики процесса резания, а также технические параметры металлорежущего станка. В результате режим резания назначается на основе возможностей режущего инструмента применительно к конкретной обрабатываемой детали и не учитывает возможностей станка, т. е. метод исходит от инструмента. В качестве основного доказательства эффективности метода принята следующая модель.

Оценка влияния элементов режима резания на производительность обработки в данных работах выполняется с помощью только одного уравнения стойкости (или скорости), т. е.

$$v = \frac{C_v}{T^m t^{x_v} s_o^{y_v}},$$

которое является частью модели (3). Его применение при расчете обеспечивает полное использование режущего инструмента по стойкости, но не учитывает загрузку станка по мощности.

Для оценки влияния глубины резания и подачи на производительность принято $x_v = 0,35$, $y_v = 0,65$ [5]. Увеличение глубины резания в 2 раза дает

$$\begin{aligned} v_{2t} &= \frac{C_v}{T^m (2t)^{0,35} s_o^{0,65}} = \\ &= \frac{1}{2^{0,35}} \cdot \frac{C_v}{T^m t^{0,35} s_o^{0,65}} = 0,78v, \end{aligned}$$

т. е. скорость резания снижается на 22 %. Производительность при этом

$$П_{2t} = (2t) \cdot s \cdot (0,78v) = 1,56П,$$

т. е. возрастает в 1,56 раза.

При постоянной глубине резания увеличение подачи в 2 раза дает

$$\begin{aligned} v_{2s} &= \frac{C_v}{T^m t^{0,35} (2s_o)^{0,65}} = \\ &= \frac{1}{2^{0,65}} \cdot \frac{C_v}{T^m t^{0,35} s_o^{0,65}} = 0,63v, \end{aligned}$$

т. е. скорость резания снижается на 37 %. Производительность при этом составляет

$$П_{2s} = t \cdot (2s) \cdot (0,63v) = 1,26П,$$

т. е. возрастает в 1,26 раза, что меньше, чем в первом случае. Отсюда делается вывод о преимуществе работы с максимальной глубиной резания.

Анализ данного примера показывает, что для того чтобы получить $П_{2t} \geq П_{2s}$, необходимо выполнение ус-

ловия $x_v \leq y_v$. В реальности же при обработке многих материалов возможно, что $x_v > y_v$ [6], т. е. приведенное выше доказательство не является полностью корректным.

Кроме того, анализ результатов расчета по модели (3), приведенных в табл. 1 и 3, показывает, что при условии полной загрузки станка по мощности максимум производительности достигается при назначении наибольшей подачи, но не глубины резания. Это подтверждает вывод ряда исследователей (Г. И. Темчина [4] и др.), занимавшихся моделированием процесса резания, о том, что законы резания, сформулированные С. Ф. Глебовым, недостаточно обоснованы.

Данный анализ показывает, что концепция скоростного силового резания расходится с концепцией глубинного резания относительно выбора параметров режима резания, оказывающих наибольшее влияние на производительность обработки деталей.

Практическая реализация концепции скоростного силового резания

Рассмотрим точение стального цилиндрического вала диаметром $D = 150$ мм и длиной $L = 200$ мм резцом из твердого сплава T15K6 на станке с мощностью двигателя 10 кВт. Припуск $h = 10$ мм. Для сравнения параметры режима резания назначены по традиционной методике, т. е. с максимальной глубиной резания, и в соответствии с концепцией скоростного силового резания, т. е. с максимальной подачей.

Обработка с максимальной глубиной резания. Глубина резания принимается максимальной – $t = 10$ мм. Остальные параметры режима резания по [12]: $s_o = 0,5$ мм/об; $v = 47,5$ м/мин; $n = 100$ мин⁻¹; $i = 1$. Машинное время

$$t_m = \frac{L}{n \cdot s_o} \cdot \frac{h}{t} = 4 \text{ мин.}$$

Обработка с максимальной пода-

чей. Принимаем подачу $s_o = 3$ мм/об. Остальные параметры режима резания: $t = 1,67$ мм; $v = 83,5$ м/мин; $n = 177$ мин⁻¹; $i = 6$. С учетом обратных ходов инструмента со скоростью 5 м/мин $t_m = 2,37$ мин. Эффект роста производительности по машинному времени составляет 41 %.

Выбор величины подачи при скоростном силовом резании определяется конструкцией и геометрическими параметрами режущего инструмента, а также требованиями к качеству обработанной поверхности. В последнее время в технической литературе появляются примеры технологий, в большой степени соответствующие концепции скоростного силового резания. Например, фирма «Сандвик Коромант» [8] предлагает твердосплавные пластины для токарного инструмента, работающего с подачей до 1,5 мм/об, а также для фрез, работающих с подачей 4 мм/зуб, что намного превышает традиционные подачи. Особенно эффективным является фрезерование с большой подачей при обработке карманов в сплошном материале (рис. 4).

Несмотря на снижение глубины резания до 1,2...2 мм, при торцевом фрезеровании достигается снятие очень большого объема стружки – 1400 см³/мин. Для удаления всего припуска применяется фрезерование с врезанием по двум или трем осям, а также прерывистое врезание и фрезерование с предварительным засверливанием.

Выводы

Основные положения концепции скоростного силового резания могут быть сформулированы следующим образом.

1. **Скоростное силовое резание** – это метод обработки деталей, при котором одновременно используются преимущества **силового и скоростного методов** с целью достижения наибольшей производительности, характеризуемой объемом удаляемого материала в единицу времени.

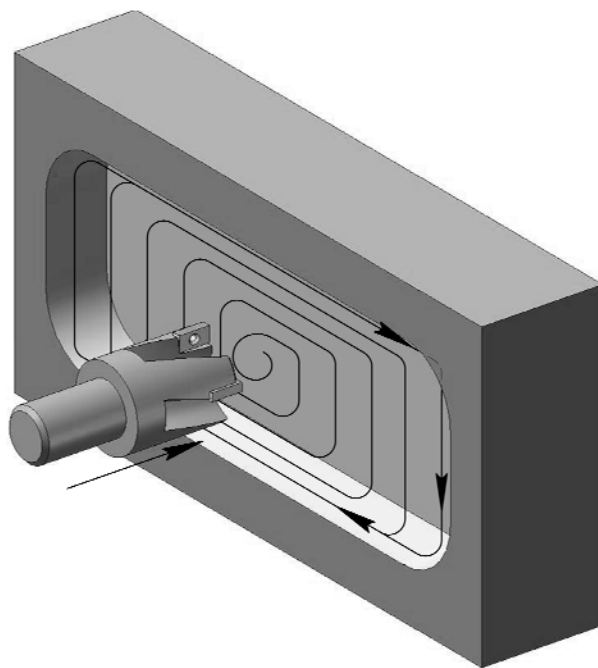


Рис. 4. Высокопроизводительное фрезерование с большой подачей кармана в сплошном материале с врезанием по трем осям [8]

2. В соответствии с предлагаемой концепцией связь между параметрами режима резания определяется математической моделью, включающей уравнения эффективной мощности резания

$$N = \frac{C_P t^{x_P} s_o^{y_P} v^{\mu_P} \cdot v}{61200}$$

и допускаемой режущим инструментом скорости резания $v = \frac{C_v}{T^m t^{x_v} s_o^{y_v}}$, а также уравнение

целевой функции в виде производительности обработки $\Pi = t \cdot s \cdot v$.

3. Наибольшая производительность обработки достигается при максимальной загрузке станка по мощности и полном использовании режущего инструмента по стойкости, а также при назначении *максимально возможной подачи*.

4. Данная концепция решает также задачу повышения производительности (объема снимаемого в единицу времени материала) *за счет увеличения скорости резания*. Это достигается применением режущего инструмента более высокого качества, характеризуемого в предло-

женной математической модели параметром C_v . Кроме того, повышение C_v дает возможность производить обработку деталей при меньшей глубине резания и площади сечения срезаемого слоя, что является благоприятным фактором при снижении нагрузок на приводы станка. Глубина резания при этом может быть меньше припуска, т. е. снятие припуска производится за несколько рабочих ходов инструмента.

5. Увеличение скорости резания при снижении заданного периода стойкости T режущего инструмента приходится компенсировать уменьшением глубины резания t для обеспечения полной загрузки станка по мощности. В результате объем снимаемого материала в единицу времени практически не изменяется. В то же время съём материала при большей скорости резания и меньшей площади сечения срезаемого слоя является предпочтительным.

6. В соответствии с концепцией скоростного силового резания увеличение параметра C_v , сопровождающееся снижением глубины резания, позволяет

увеличить производительность обработки за счет повышения мощности привода главного движения станка до такого уровня, при котором параметры сечения срезаемого слоя возрастают до рекомендуемых значений при черновой обработке.

Снижение глубины резания при уменьшении T также является резервом повышения мощности главного привода станка и производительности обработки.

7. Резание с большими подачами сопровождается образованием стружки с обратной формой среза, а показатели степени x_v и y_v в математической модели меняются местами. Это способствует увеличению производительности обработки за счет роста скорости резания при одновременном снижении площади сечения срезаемого слоя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рыжкин, А. А.** Обработка материалов резанием : учеб. пособие / А. А. Рыжкин, К. Г. Шучев, М. М. Климов. – Ростов н/Д : Феникс, 2008. – 411 с.
2. Справочник нормировщика-машиностроителя : в 4 т. Т. 2 : Техническое нормирование станочных работ / Л. Винник [и др.] ; под общ. ред. Е. И. Стружестраха. – М. : Машгиз, 1961. – 892 с.
3. **Промптов, А. И.** Скоростное и силовое точение металлов / А. И. Промптов, Л. А. Хворостухин. – Иркутск : Иркут. книжное изд-во, 1957. – 57 с.
4. **Темчин, Г. И.** Многоинструментальные наладки. Теория и расчет / Г. И. Темчин. – М. : Машгиз, 1963. – 543 с.
5. **Туромша, В. И.** Назначение параметров режима резания при ограничении по мощности / В. И. Туромша, Чан Ким Тоан // Вестн. акад. наук Беларусі. – 1995. – № 1. – С. 38–45.
6. Справочник металлста : в 5 т. / Е. Анненкова [и др.] ; под ред. А. Н. Малова. – М. : Машгиз, 1959. – Т. 4. – 779 с.
7. **Колесов, В. А.** Силовое резание металлов / В. А. Колесов. – Куйбышев : Куйбышев. книжное изд-во, 1953. – 78 с.
8. Руководство по металлообработке. Точение – фрезерование – сверление – растачивание – оснастка : техн. справочник Sandvik Coromant. – М. : Сандвик – МКТС, 2005. – 553 с.
9. **Кроненберг, М.** Основы теории резания. Введение в теорию обработки металлов резанием и применение ее на практике / М. Кроненберг. – М. : ГТИ, 1931. – 182 с.
10. Инструментальные материалы : учеб. пособие / Г. А. Воробьева [и др.]. – СПб. : Политехника, 2005. – 268 с.
11. **Панкин, А. В.** Обработка металлов резанием / А. В. Панкин. – М. : Машгиз, 1961. – 820 с.
12. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 496 с.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 14.12.2009

V. I. Turomsha **Concept of high speed power cutting**

The concept realizes the advantages of both high speed and power cutting to get the largest stock removal capacity. Proceeding from the conditions of the maximum capacity of the machine tool and the full application of the cutting tool by durability, the maximum capacity is achieved when setting the maximum possible feed. The increase in the capacity by raising the cutting speed is achieved by using the cutting tool of a higher quality.

УДК 621.791.753.0

**А. И. Хабибуллин, Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф.,
Г. Ф. Ловшенко, д-р техн. наук, доц.**

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА, СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННОЙ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННОЙ МЕДИ

Снижение электропроводности механически легированной дисперсно-упрочненной меди обусловлено образованием твердого раствора алюминия в меди. Предложен способ уменьшения содержания алюминия, переходящего в твердый раствор при обработке шихты в механореакторе в окислительной газовой среде N_2O .

Введение

В настоящее время актуален вопрос создания новых электротехнических материалов на основе меди, способных заменить импортные бронзы, а также разработка технологии изготовления из них высокостойких изделий для сварочного оборудования.

К жаропрочным материалам, применяемым для изготовления изделий электротехнического назначения (разрывных и скользящих контактов, электрод-инструмента, деталей сварочного оборудования – токоподводящих наконечников (ТПН), электродов контактной точечной сварки), предъявляется сложный комплекс требований. Они должны иметь высокие значения твердости, прочности, горячей твердости и прочности, пластичности, ударной вязкости, электро- и теплопроводности, усталостной прочности. В дополнение к перечисленным свойствам материал скользящих и разрывных контактов должен обладать качествами, связанными с высокой электроэрозионной стойкостью. Этот комплекс противоречивых требований не может быть реализован в материалах, получаемых традиционными металлургическими способами. Используя методы порошковой металлургии, можно получить такой композиционный материал, который вследствие аддитивности свойств отдельных составляющих будет обладать совокупностью качеств, несовместимых в одном материале.

В Белорусско-Российском университете на протяжении ряда лет проводились исследования по разработке дисперсно-упрочненных композиционных материалов на основе различных металлов. В результате был основан новый метод получения жаропрочных материалов, в том числе и на основе меди. Дисперсно-упрочненная медь (ДУМ) нашла широкое применение в Республике Беларусь для изготовления импортозамещающих быстроизнашивающихся деталей сварочного оборудования – электродов контактной точечной сварки и токоподводящих наконечников всех типоразмеров. Этот сплав представляет собой композиционный материал, состоящий из медной матрицы микрокристаллического типа, в которой равномерно распределены дисперсные частицы термодинамически стабильной упрочняющей фазы, размером до 20 нм. Указанная структура обеспечивает низкую скорость протекания рекристаллизационных процессов и высокие значения механических свойств: твердость составляет HB 210...220, предел прочности при растяжении $\sigma_B = 860$ МПа, $\sigma_B^{500} = 400$ МПа, относительное удлинение – 5 %, температура рекристаллизации – 850 °С.

Процесс изготовления дисперсно-упрочненной меди методом реакционного механического легирования (РМЛ) относится к высоким технологиям, позволяющим получать изделия с уни-

кальным комплексом свойств из недефицитных материалов. Расширение номенклатуры изделий из разработанного материала в ряде случаев сдерживается недостаточно высокой электропроводностью, значения которой не превышают 70 %. Базовая комплексно легированная композиция содержит CuO (2,5 %), MoO₃ (0,8 %), Al (0,8 %). При условии полного взаимодействия между легирующими компонентами в процессе РМЛ должно образовываться 1,51 % Al₂O₃. В реальном производстве окислительно-восстановительные реакции полностью не протекают и около 0,15 % Al растворяется в меди, что и является основной причиной снижения электропроводности [1].

Целью данного исследования являлась оптимизация состава, структуры и свойств механически легированной дисперсно-упрочненной меди.

Методика исследования, материалы и оборудование

Предполагалось, что полнота протекания окислительно-восстановительных процессов, протекающих в композициях на основе системы Cu – Al – MoO₃ – CuO, повысится в результате полной или частичной замены оксида меди оксидом азота N₂O.

В качестве исходных компонентов для получения материала использовали порошки меди ПМС–1, алюминия ПА–4, оксида меди, оксида молибдена (VI) MoO₃ с размером частиц 45...125 мкм. Реакционное механическое легирование проводилось в механореакторе, представляющем собой энергонапряженную вибромельницу инерционного типа. Полуфабрикат в виде прутка диаметром 16 мм получали экструзией брикетов, нагретых до температуры 800 °С. Для анализа фазового состава, структуры и физико-механических свойств материала на различных этапах его получения применяли рентгеноструктурный, металлографический, электронно-микроскопический и другие ме-

тоды. Исследования проводились по общепринятым методикам на автоматизированном рентгеновском комплексе на базе дифрактометра ДРОН–3М в монохроматизированном CoK α -излучении, металлографическом комплексе МКИ-2М, сканирующем электронном микроскопе «Tescan VEGA II SBH». Рентгенофазовый анализ проводили в режиме сканирования (по точкам) с шагом 0,1° в интервале углов рассеяния $2\theta = 26...120^\circ$ при продолжительности набора импульсов в точке 25 с. Для установления структуры твердого раствора Cu–Al проводили детальное изучение характера распределения интенсивности в его дифракционных линиях (111), (200), (220), (222) с определением их физического уширения β . Твердость определялась по методу Бринелля. Предел прочности при растяжении определялся на разрывной машине ИР 5142–200–11. Удельное электросопротивление измерялось с помощью прибора «Константа К5» с применением датчика ФД2.

Для определения равновесного состава и температуры T_{ad}, вызванной протеканием окислительно-восстановительных превращений, использовалась универсальная программа АСТРА–4 [2, 3]. Расчеты проводились для базовой композиции (1) и для экспериментальной композиции (2), в которой вместо CuO использовался оксид азота N₂O. Оксид меди в количестве 0,22 % в этой композиции содержался в медном порошке в состоянии поставки. Рентгеноструктурные исследования производились для четырех образцов (табл. 1), из которых образец 0 представлял собой базовую композицию.

Результаты исследования и их обсуждение

Термодинамическое моделирование (ТМ) фазовых превращений при обработке шихты в механореакторе. В указанных композициях (1) и (2) возможно протекание окислительно-вос-

становительных реакций – разложение оксидов меди и молибдена с образованием термодинамически стабильного оксида алюминия, частицы которого служат упрочняющей фазой в дисперсно-упрочненной меди. РМЛ для экспе-

риментальной композиции проводили в газообразной среде N_2O с целью доокисления непрореагировавшего с порошкообразными компонентами алюминия и образования упрочняющих частиц оксида и нитрида алюминия.

Табл. 1. Состав образцов и атмосферы, в которой производилось механическое легирование

Образец	Химический состав, масс. %				Газовая среда в механореакторе
	Al	MoO ₃	CuO	Cu	
0 (базовый)	0,8	0,8	2,5	Остальное	Воздух
1	0,8	0,8	1,5	Остальное	N ₂ O
2	2,0	0,8	4,5	Остальное	N ₂ O
3	2,0	0,8	7,5	Остальное	Воздух

На диаграмме состояния Al–Mo присутствует ряд интерметаллидов: MoAl₁₂, MoAl₅, MoAl₄, Mo₃Al₈ и Mo₃Al [4]. При проведении термодинамического моделирования для составов 1 и 2 в термодинамическую базу данных вводили наиболее термодинамически стабильные фазы: Mo₃Al и Mo₃Al₈. Термодинамические параметры фаз Mo₃Al и Mo₃Al₈ взяты из [4, 5].

В системе Mo–N известен нитрид Mo₂N с температурой плавления $T_m = 2423$ К, который существует в α -модификации [5, с. 204]. Результаты расчета адиабатической температуры взаимодействия T_{ad} и равновесного состава продуктов шихты (составы 1 и 2) при T_{ad} в зависимости от начальной температуры T_0 приведены на рис. 1.

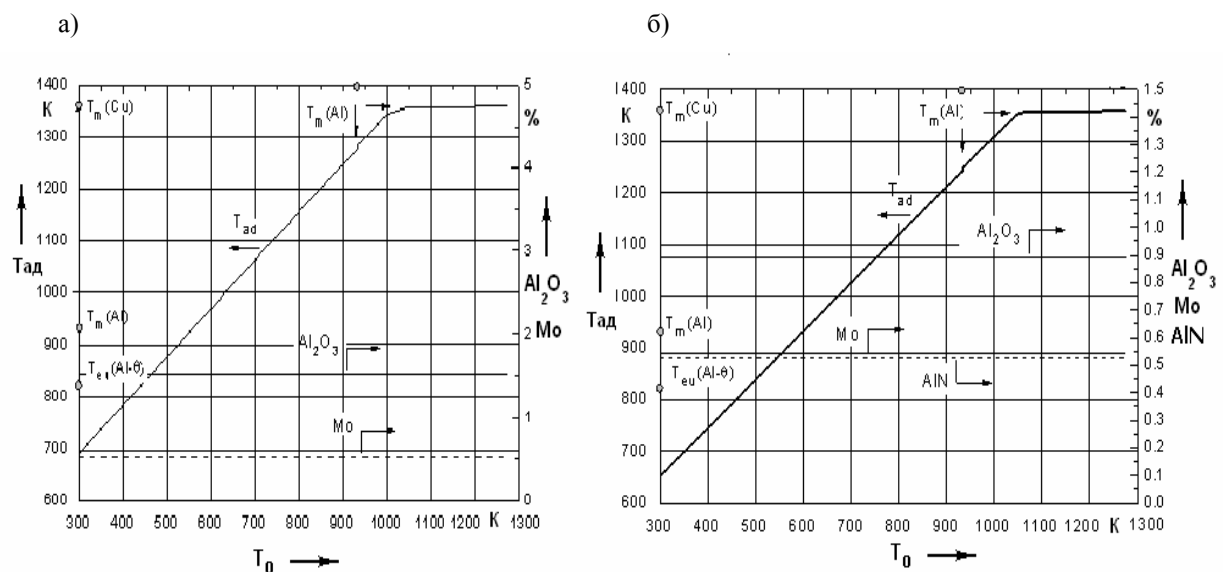


Рис. 1. Зависимость адиабатической температуры T_{ad} и равновесного состава базовой композиции (а) и экспериментальной (б) от начальной температуры T_0

Продуктами взаимодействия в системе 1 являются оксид алюминия, равновесная концентрация которого составляет 1,5 % (здесь и ниже масс. %), и молибден, восстановленный из оксида MoO_3 (0,53 %), причем их содержание не зависит от T_0 . Следует отметить, что интерметаллические соединения Mo_3Al и Mo_3Al_8 по данным ТМ не образуются, т. е. термодинамически более выгодно формирование только оксида алюминия и чистого молибдена.

Согласно равновесной диаграмме состояния Cu-Mo [5], молибден практически нерастворим в меди. Таким образом, упрочняющими фазами в данной системе могут являться Mo и Al_2O_3 . Проведенное термодинамическое моделирование системы 2 не показало образования соединений Mo_3Al , Mo_3Al_8 и Mo_2N . Упрочняющими фаза-

ми в равновесных условиях могут являться Al_2O_3 (0,89 %), AlN (0,52 %) и восстановленный молибден (0,54 %), содержание которых не изменяется при варьировании T_0 .

Таким образом, азот, содержащийся в газовой фазе N_2O , расходуется на образование нитрида алюминия, а кислород из N_2O – на образование оксида алюминия. Кроме того, алюминий восстанавливает оксиды CuO и MoO_3 до меди и молибдена соответственно.

Для установления действительно-го фазового состава и влияния на структуру газовой среды в механореакторе были произведены рентгеноструктурные исследования компактированного материала. Дифракционные картины, наблюдаемые на рентгенограммах исследуемых образцов (рис. 2), в целом соответствуют меди.

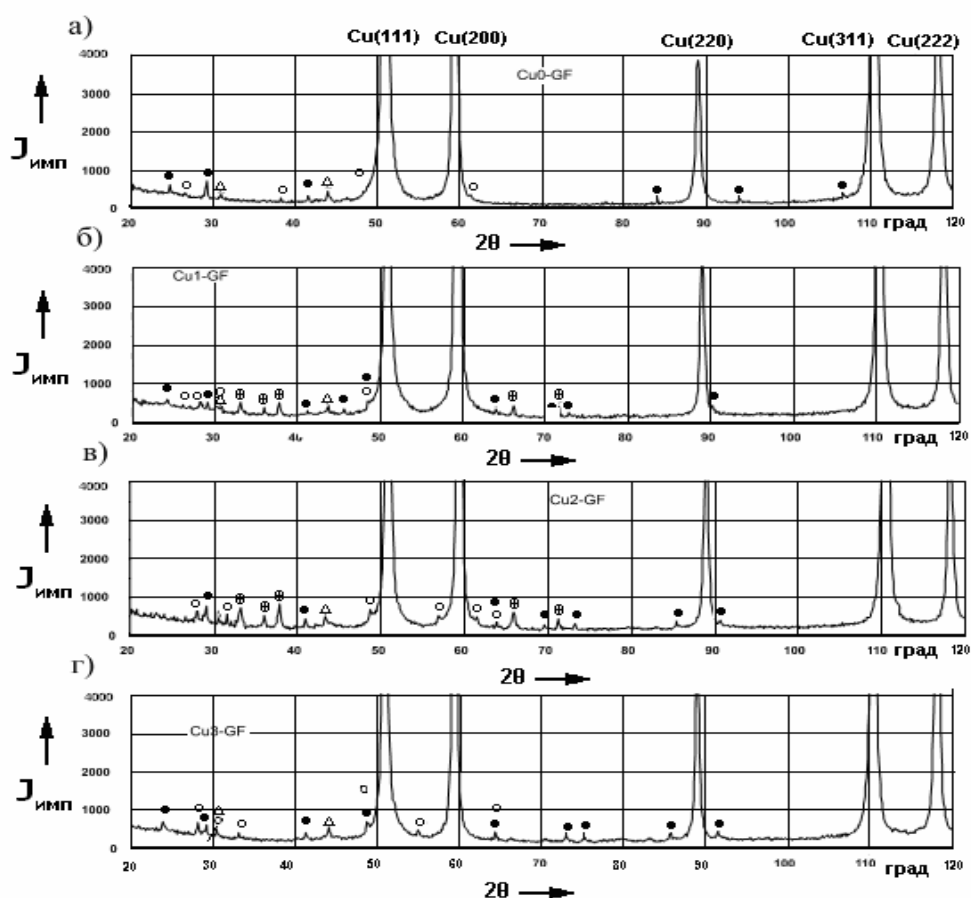


Рис. 2. Фрагменты дифрактограмм от поверхности образцов 0 (а), 1 (б), 2 (в), 3 (г): • – $k\text{-Al}_2\text{O}_3$; Δ – Cu_9Al_4 ; $\circ$ – CuMoO_4 ; + – AlN

Характерной особенностью дифрактограмм является наличие в интервале углов рассеяния $2\theta = 20...36^\circ$ размытого участка – гало, что может быть связано, с одной стороны, с наложением максимумов высокодисперсных фаз, с другой – с аморфизацией их структуры. В исходном состоянии медь имеет ГЦК кристаллическую решетку с периодом $a = 0,3615$ нм. Как следует из выполненного анализа, на дифрактограмме образца 0 присутствуют отражения оксида алюминия $k\text{-Al}_2\text{O}_3$ (каппа- Al_2O_3) в высокодисперсной форме, который в данном случае является преобладающей фазой. Оксид $k\text{-Al}_2\text{O}_3$ характеризуется гексагональной сингонией с постоянными решетками: $a = 0,5544$ нм, $c = 0,9024$ нм; $c/a = 1,628$.

Наряду с этим на рентгенограмме регистрируются дисперсные отражения таких фаз, как интерметаллид Cu_9Al_4 и шпинель CuMoO_4 . Соединение Cu_9Al_4 имеет кубическую примитивную решетку, период которой составляет 0,870 нм. Медно-молибденовый оксид CuMoO_4 характеризуется триклинной сингонией, значения постоянных которой $a = 0,4737$ нм, $b = 0,4872$, $c = 0,5864$ нм, $\alpha = 88,97^\circ$, $\beta = 99,06$, $\gamma = 92,55^\circ$. Отличительной особенностью дифрактограммы образца 0 является низкая по сравнению с другими образцами интенсивность линии (200), в результате чего величина $J/J_{\max}$ в этом случае составляет 0,21 вместо 0,46 (табл. 2) согласно [6]. Послед-

нее свидетельствует о наличии текстуры в образце 0. Термомеханическая обработка образца путем экструзии сопровождается ростом концентрации дефектов, что следует из заметного физического уширения β дифракционных линий (табл. 3). Отношение величин β_{222}/β_{111} достаточно близко к отношению $\sec\theta_{222}/\sec\theta_{111}$ (где θ – угол дифракции). Это указывает на преимущественное упорядоченное расположение дислокаций и образование субзерен [7], размер которых согласно проведенной оценке составляет ~ 30 нм.

Обработка композиций в окислительной газовой среде N_2O сопровождается заметным ростом интенсивности дифракционных линий твердого раствора (см. табл. 2). В качестве примера на рис. 3 представлено распределение интенсивности в линиях (111), (222). Это особенно ярко выражается для отражений, расположенных на передних углах рассеяния, – (111), (200). Одновременно с этим значительно снижается уширение дифракционных линий (см. табл. 3), что свидетельствует об уменьшении плотности дефектов по сравнению с образцом 0. Величина β_{222}/β_{111} для образца 1 составляет 1,77 и пропорциональна отношению $\sec\theta_{222}/\sec\theta_{111}$, что, как уже отмечалось, свидетельствует об упорядоченном расположении дислокаций и образовании субзеренной (мозаичной) структуры.

Табл. 2. Максимальная интенсивность J и соотношение интенсивностей $J/J_{\max}$ дифракционных линий меди исследуемых образцов

Образец	J, имп.				J/J _{max} , отн. ед.			
	111	200	220	222	111	200	220	222
0	80618	17021	3885	5932	1,00/1,00*	0,21/0,46	0,05/0,20	0,07/0,05
1	140024	64764	4669	7920	1,00	0,46	0,03	0,06
2	68084	29175	5388	5234	1,00	0,43	0,08	0,08
3	62348	27455	4870	7582	1,00	0,44	0,08	0,12
Примечание – * – в знаменателе приведены данные из [6]								

Табл. 3. Физическое уширение β дифракционных линий исследуемых образцов

Образец	$\beta, 10^{-3}$ рад				
	111	200	220	222	β_{222}/β_{111}
0	6,55	10,38	12,14	13,12	2,00
1	4,84	5,00	9,86	8,59	1,77
2	5,14	7,19	9,25	10,76	2,09
3	7,03	7,28	10,08	11,77	1,67

Примечание – $\text{tg}\theta_{222}/\text{tg}\theta_{111} = 3,50$; $\text{sec}\theta_{222}/\text{sec}\theta_{111} = 1,76$

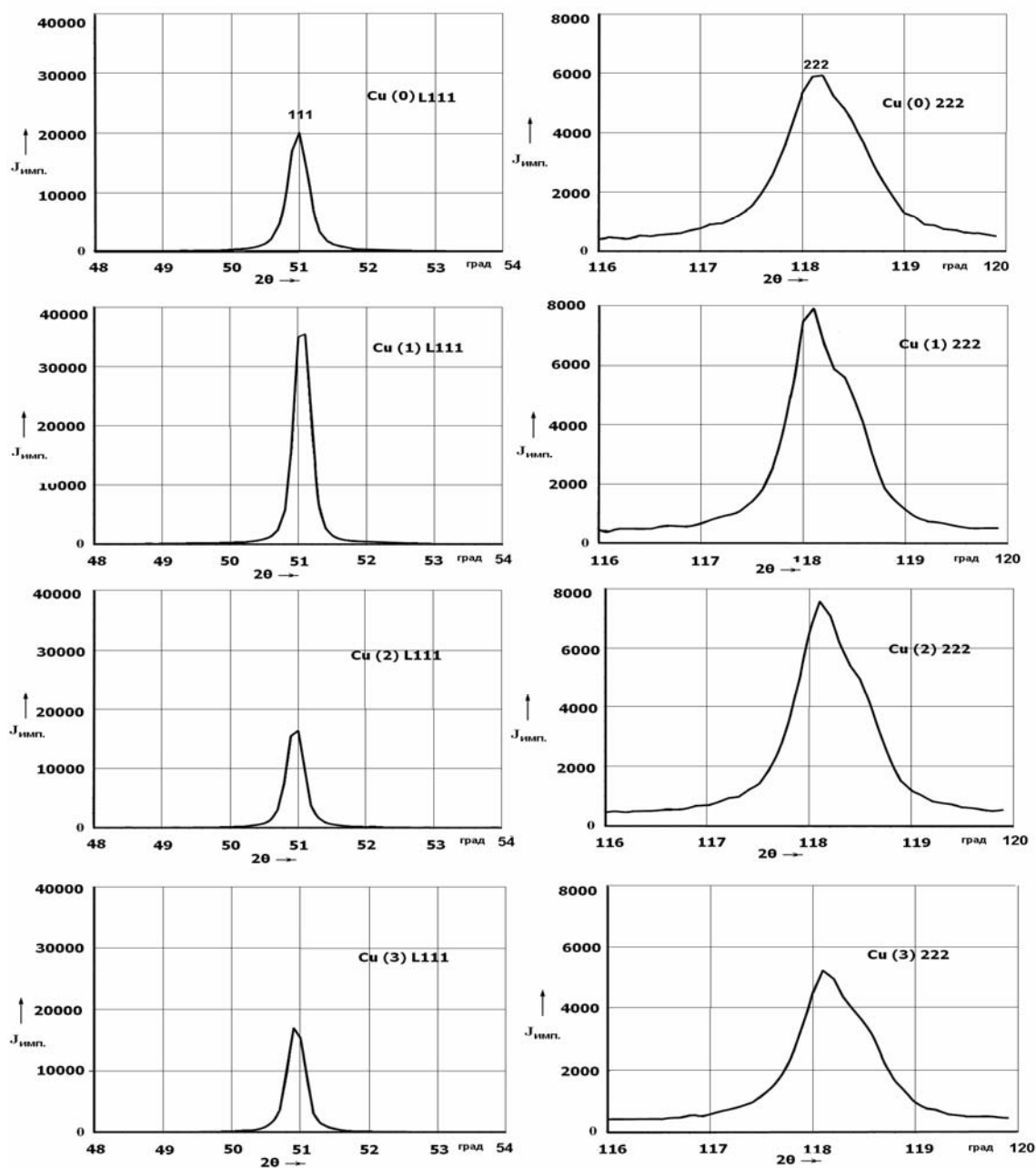


Рис. 3. Вид профиля линий (111), (222) исследуемых образцов

В фазовом составе образцов 1 и 2, обработанных в среде оксида азота, в дополнение к имеющимся фазам базового образца 0 регистрируются дисперсные отражения AlN (см. рис. 2, б). Нитрид алюминия характеризуется гексагональной структурой типа вюрцита (В4), значения постоянных которой составляют $a = 0,312$ нм, $c = 0,499$, $c/a = 1,60$.

Повышение содержания Al до 2 % (образец 2) не изменяет качественный фазовый состав образца. Вместе с тем, судя по распределению интенсивности оксидных фаз (см. рис. 2, в), отмечается возрастание объемной доли медно-молибденового CuMoO_4 оксида и интерметаллида Cu_9Al_4 . Что же касается твердого раствора, то в этом образце наблюдается ослабление интенсивности линий (111), (200), (222) и некоторое повышение интенсивности линии (220), что свидетельствует об изменении характера текстуры по сравнению с образцом 1.

В образце 3, полученном обработкой шихты в воздушной среде, регистрируется дальнейшее снижение интенсивности линий (111), (200), (220), возрастание физического уширения β (см. табл. 2 и 3, рис. 3). Одновременно с этим происходит рост количественного содержания шпинельной фазы CuMoO_4 , оксида алюминия $k\text{-Al}_2\text{O}_3$ (см. рис. 2, г). Таким образом, можно сделать вывод о том, что обработка шихты в среде N_2O приводит к обеднению твердого раствора алюминия в меди (образцы 1 и 2), что характеризуется заметным ростом интенсивности дифракционных линий твердого раствора и значительным сужением дифракционных линий.

Измерения электропроводности образцов показали, что электропроводность образца 0 составляет 70 % от меди, образца 1 – 80 %, образца 2 – 52 %, образца 3 – 48 %.

Результаты измерений электропроводности образцов подтверждают гипотезу о том, что обработка композиции в среде N_2O приводит к снижению

концентрации твердого раствора и повышению электропроводности.

Влияние продолжительности обработки шихты в механореакторе на содержание оксида меди в гранулированной композиции представлено на рис. 4.

Установлено, что при обработке шихты в атмосфере N_2O с оптимальным избыточным давлением (60 кПа) электропроводность материала по сравнению с результатами, полученными при обработке в изолированной среде, повысилась на 14 % (рис. 5).

Микроструктура компактированного материала представлена на рис. 6 и 7.

Физико-механические свойства материала, полученного обработкой в механореакторе с окислительной газовой средой, следующие: относительная электропроводность – 80 %, твердость НВ 220, предел прочности при растяжении $\sigma_{\text{в}} = 860$ МПа, $\sigma_{\text{в}}^{500} = 400$ МПа, относительное удлинение – 5 %, температура рекристаллизации – 850°C .

Результаты экспериментов позволили установить механизм фазовых превращений, происходящих в процессе механического легирования в окислительной газовой среде и последующего отжига: растворение алюминия в медной основе; окисление меди оксидом азота с образованием тонкой оксидной пленки на поверхности медной матрицы; последующее внутреннее окисление алюминия, вызывающее образование наноразмерных включений оксидов и нитридов.

Заключение

1. Применение оксида азота N_2O вместо оксида меди CuO активизирует окислительно-восстановительные превращения, имеющие место в механически легируемых композициях на основе системы $\text{Cu} - \text{Al} - \text{MoO}_3$, что приводит к снижению концентрации алюминия в твердом растворе на основе меди и, как следствие, увеличивает электропроводность материала.

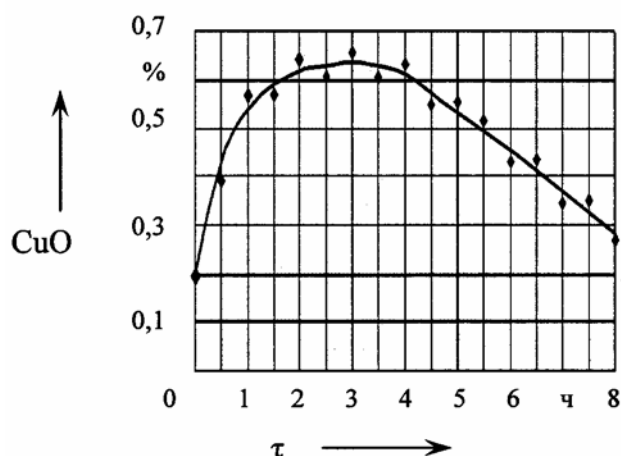


Рис. 4. Влияние продолжительности обработки на количество оксида меди

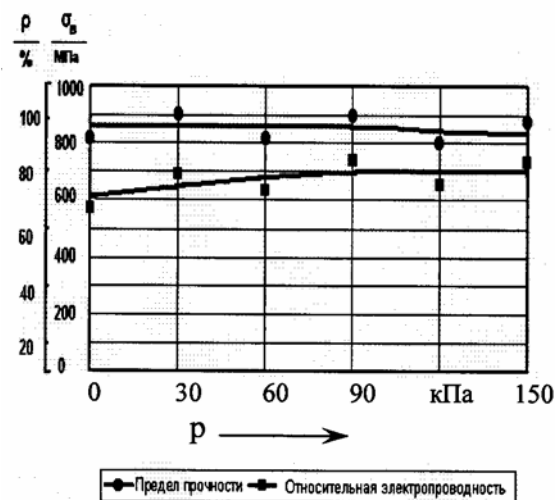


Рис. 5. Влияние давления N_2O в помольной камере на предел прочности и относительное электропроводление

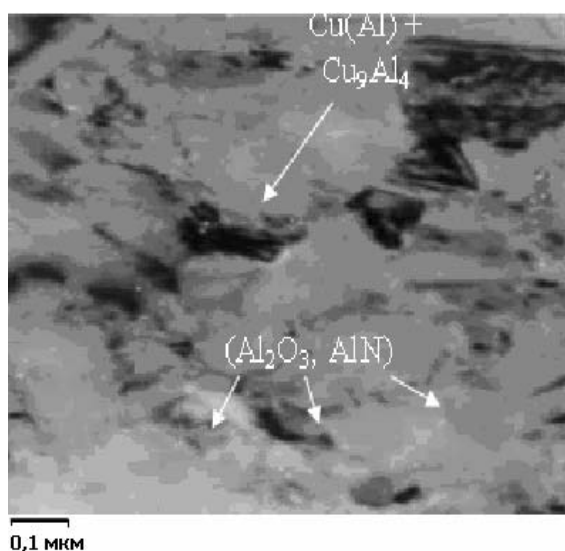


Рис. 6. Микрокристаллический тип структуры ДУМ

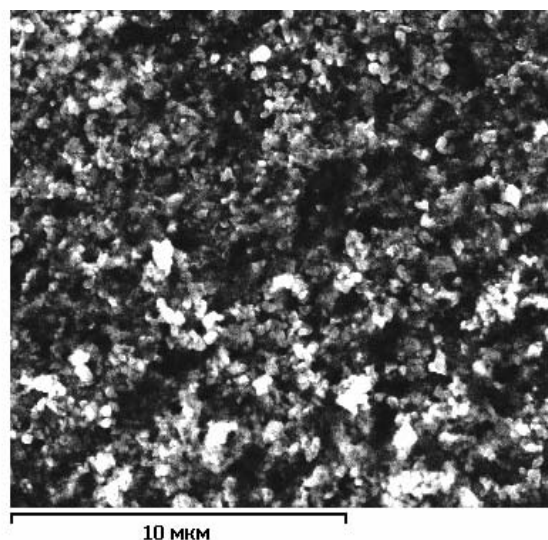


Рис. 7. Микроструктура ДУМ

2. Электропроводность материала, изготовленного из механически легированной композиции, получаемой обработкой в механореакторе шихты $Cu - Al$ (0,8 %) – MoO_3 (0,8 %) в атмосфере N_2O с оптимальным избыточным давлением 60 кПа, возрастает на 14 % и достигает 80 % от электропроводности меди.

3. Механизм механически и тер-

мически активируемых фазовых превращений в системах на основе композиции $Cu - Al - MoO_3 - N_2O$ включает следующие этапы: растворение алюминия в меди; окисление меди оксидом азота с образованием тонкой оксидной пленки на поверхности медной матрицы; внутреннее окисление алюминия оксидом меди и оксидом молибдена, в результате которого образуются нано-

размерные частицы оксида (Al_2O_3) и нитрида (AlN) алюминия.

4. Наряду с оксидом и нитридом алюминия в процессе реализации технологии формируются интерметаллид Cu_9Al_4 и медно-молибденовый оксид CuMoO_4 .

5. Применение в качестве окислителя оксида азота вместо оксида меди не оказывает существенного влияния на механические свойства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новые ресурсосберегающие технологии и композиционные материалы / Ф. Г. Ловшенко [и др.]. – Гомель : Энергоатомиздат, 2004. – 350 с.

2. Применение ЭВМ для термодинамических расчетов металлургических процессов / Г. Б. Синярев [и др.]. – М. : Наука, 1982. – 230 с.

3. **Ватолин, Н. А.** Термодинамическое моделирование металлургических процессов / Н. А. Ватолин, Г. К. Моисеев, Б. Г. Трусов. – М. : Металлургия, 1994. – 232 с.

4. Binary Alloy Phase Diagrams / Т. В. Massalski [etc.] // Metals Park. – OH : ASM International, 1990. – P. 18–24.

5. Диаграммы состояния двойных металлических систем : справочник / Под ред. Н. П. Лякишева. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 3, кн. 1. – 872 с.

6. Powder diffraction file data cards. Inorganic. – Swarthmore : American Society for Testing Materials, 1984. – Vol. 34.

7. **Кривоглаз, М. А.** Дифракция рентгеновских лучей и нейтронов в неидеальных кристаллах / М. А. Кривоглаз. – Киев : Наукова думка, 1983. – 326 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 13.05.2010

**A. I. Khabibulin, F. G. Lovshenko,
G. F. Lovshenko**
**Optimization of composition, structure
and characteristics of mechanically
alloyed dispersion strengthened copper**

Formation of solid solution of aluminum and copper determines decrease of electrical conductance of mechanically alloyed dispersion strengthened copper. The way is proposed to decrease the content of aluminum moving into solid solution under the charge processing in the mechanical reactor in oxidizing gaseous medium N_2O .

УДК 621.833

С. Н. Хатетовский, канд. техн. наук, доц.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ К ИЗМЕНЕНИЮ ИХ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОЛОЖЕНИЯ

В статье указывается на актуальность проблемы улучшения качественных показателей зацепления и обеспечения нечувствительности к изменению относительного положения колес. Рассматривается решение второй части данной проблемы. Получены уравнения поверхностей, зацепление которых может быть нечувствительно к изменению их относительного положения.

Одним из преимуществ эвольвентной передачи перед другими видами зубчатых передач является нечувствительность к изменению относительного положения колес в определенных пределах. Здесь под нечувствительностью подразумевается прежде всего сохранение передаточного отношения. Однако эвольвентная передача имеет ряд недостатков, например, относительно низкие коэффициент перекрытия и нагрузочную способность. Таким образом, можно констатировать существование актуальной проблемы создания зубчатых передач с улучшенными по сравнению с эвольвентной передачей характеристиками, которые одновременно были бы нечувствительны к любому изменению относительного положения колес.

Передаточное отношение зубчатой передачи обеспечивается геометрическими свойствами рабочих поверхностей зубьев колес. Поэтому решение поставленной проблемы сводится к поиску таких поверхностей, любое изменение относительного положения которых не нарушало бы передаточного отношения.

Основные принципы решения проблемы основаны на уравнении зацепления

$$\vec{n}_1 \cdot \vec{v}_{12} = 0, \quad (1)$$

где $\vec{n}_1$ – нормаль к первой поверхности, восстановленная в точке контакта со второй поверхностью; $\vec{v}_{12}$ – относительная скорость точки контакта,

$$\vec{v}_{12} = \vec{v}_1 - \vec{v}_2, \quad (2)$$

где $\vec{v}_1$ – абсолютная скорость точки контакта, лежащей на первой поверхности; $\vec{v}_2$ – абсолютная скорость точки контакта, лежащей на второй поверхности.

Уравнение зацепления перепишем следующим образом:

$$\vec{n}_1 \cdot (\vec{v}_1 - \vec{v}_2) = 0. \quad (3)$$

Выразим скорости $\vec{v}_1$ и $\vec{v}_2$, входящие в уравнение зацепления:

$$\vec{v}_1 = \vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1; \quad (4)$$

$$\vec{v}_2 = \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2, \quad (5)$$

где $\vec{\omega}_1$ и $\vec{\omega}_2$ – угловые скорости первой и второй поверхностей соответственно; $\vec{r}_1$ и $\vec{r}_2$ – радиус-векторы точки контакта, проведенные из точек, принадлежащих соответствующим осям вращений поверхностей.

Уравнение (3) запишем в следующей форме:

$$\vec{n}_1 \cdot (\vec{\omega}_1 \times \vec{r}_1 - \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_2) = 0. \quad (6)$$

Проведя преобразования:

$$[\vec{\omega}_1, \vec{r}_1, \vec{n}_1] = [\vec{\omega}_2, \vec{r}_2, \vec{n}_1]; \quad (7)$$

$$[\vec{r}_1, \vec{n}_1, \vec{\omega}_1] = [\vec{r}_2, \vec{n}_1, \vec{\omega}_2], \quad (8)$$

введем величину момента общей нормали относительно оси вращения для первой и второй поверхностей соответственно:

$$M_1 = [\vec{r}_1, \vec{n}_1, \vec{k}_1]; \quad (9)$$

$$M_2 = [\vec{r}_2, \vec{n}_1, \vec{k}_2], \quad (10)$$

где $\vec{k}_1$ – единичный вектор оси вращения первой поверхности; $\vec{k}_2$ – единичный вектор оси вращения второй поверхности.

С учетом введенных величин уравнение (8) запишем следующим образом:

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u_{12}, \quad (11)$$

где ω_1 и ω_2 – алгебраические величины соответствующих угловых скоростей; u_{12} – передаточное отношение.

Уравнение (11) позволяет получить функцию зависимости передаточного отношения от геометрических параметров контактирующих поверхностей. При этом из уравнения (11) следует, что передаточное отношение будет постоянной величиной, если отношение момента общей нормали относительно оси вращения одной поверхности к моменту общей нормали относительно оси вращения другой поверхности во всех точках контакта будет постоянно.

Уравнение (11) представим в следующем виде:

$$\frac{M_{02} \cdot |\vec{n}_1|}{M_{01} \cdot |\vec{n}_1|} = u_{12}; \quad (12)$$

$$\frac{M_{02}}{M_{01}} = u_{12}, \quad (13)$$

где M_{01} – момент общей единичной нормали относительно оси вращения первой поверхности; M_{02} – момент общей единичной нормали относительно оси вращения второй поверхности.

Если, например, первую поверхность рассматривать изолированно от второй поверхности, то M_{01} можно интерпретировать как момент единичной нормали к первой поверхности относительно оси ее вращения.

Из (13) следует, что для обеспечения независимости передаточного отношения от относительного положения

поверхностей достаточно, чтобы эти поверхности обладали следующими свойствами:

1) момент единичной нормали к поверхности относительно оси вращения во всех точках этой поверхности должен иметь одно и то же значение (внутреннее свойство поверхности);

2) во всех возможных относительных положениях поверхностей в заданном диапазоне должна быть определена общая нормаль к контактирующим поверхностям.

Последнее условие необходимо, в частности, для недопущения кромоного контакта.

Математическая сторона проблемы определяется способами решения следующего уравнения:

$$[\vec{r}, \vec{n}_0, \vec{k}] = M, \quad (14)$$

где $\vec{r}$ – это радиус-вектор точки поверхности, проведенный из фиксированного центра, лежащего на оси вращения; $\vec{n}_0$ – единичная нормаль к поверхности; $\vec{k}$ – единичный вектор оси вращения поверхности, M – не равная нулю конечная константа.

Это уравнение, как будет показано далее, является дифференциальным.

В декартовой системе координат $Oxyz$, ось Oz которой представляет собой ось вращения, вектор $\vec{r}$ зададим следующим образом:

$$\vec{r} = x \cdot \vec{i} + y \cdot \vec{j} + z \cdot \vec{k}, \quad (15)$$

где $\vec{i}$ и $\vec{j}$ – орты осей Ox и Oy соответственно.

Представим, что искомая поверхность описывается уравнением

$$y = y(x, z) \quad (16)$$

и найдем нормаль к этой поверхности:

$$\vec{n} = \frac{\partial \vec{r}}{\partial x} \times \frac{\partial \vec{r}}{\partial z} = \frac{\partial y}{\partial x} \cdot \vec{i} - \vec{j} + \frac{\partial y}{\partial z} \cdot \vec{k}. \quad (17)$$

С учетом обозначений

$$p = \frac{\partial y}{\partial x}; \quad (18)$$

$$q = \frac{\partial y}{\partial z} \quad (19)$$

единичную нормаль к поверхности выразим следующим образом:

$$\vec{n}_0 = \frac{\vec{n}}{|\vec{n}|} = \frac{1}{\sqrt{1+p^2+q^2}} \cdot (p \cdot \vec{i} - \vec{j} + q \cdot \vec{k}). \quad (20)$$

Упомянутому ранее дифференциальному уравнению придадим следующую форму:

$$\frac{-x - y \cdot p}{\sqrt{1+p^2+q^2}} - M = 0. \quad (21)$$

В [1] показано, что дифференциальные уравнения типа

$$F(x, z, y, p, q) = 0, \quad (22)$$

к которым относится также и полученное дифференциальное уравнение, в общем случае имеют бесконечное множество решений. Решения данного уравнения – это уравнения различных поверхностей, причем на каждой поверхности можно провести особые кривые, называемые характеристиками [1]. Характеристика описывается параметрическими уравнениями:

$$X = X(s); \quad (23)$$

$$Y = Y(s); \quad (24)$$

$$Z = Z(s), \quad (25)$$

которые удовлетворяют характеристическим уравнениям [1]:

$$\frac{dP}{ds} = -\frac{\partial F}{\partial X} - P \cdot \frac{\partial F}{\partial Y}; \quad (26)$$

$$\frac{dQ}{ds} = -\frac{\partial F}{\partial Z} - Q \cdot \frac{\partial F}{\partial Y}; \quad (27)$$

$$\frac{dZ}{ds} = \frac{\partial F}{\partial Q}; \quad (28)$$

$$\frac{dY}{ds} = P \cdot \frac{\partial F}{\partial P} + Q \cdot \frac{\partial F}{\partial Q}; \quad (29)$$

$$\frac{dX}{ds} = \frac{\partial F}{\partial P}, \quad (30)$$

где

$$P = P(s); \quad (31)$$

$$Q = Q(s), \quad (32)$$

а дифференцирование функции F производится после подстановки вместо x, z, y, p, q следующих функций (соответственно): X, Z, Y, P, Q . Уравнения (23)...(25), а также (31) и (32) описывают так называемые характеристические полосы [1], соответствующие искомой поверхности.

Для упрощения решения примем

$$F = -x - y \cdot p - M \cdot \sqrt{1+p^2+q^2}, \quad (33)$$

что приводит к появлению лишних корней, т. к. F определяется с точностью до некоторой постоянной величины [1]. Далее будет показано, как можно избавиться от лишних корней.

Принимая во внимание вид функции F , получим следующую систему характеристических уравнений:

$$\frac{dP}{ds} = 1 + P^2; \quad (34)$$

$$\frac{dQ}{ds} = Q \cdot P; \quad (35)$$

$$\frac{dZ}{ds} = -\frac{M \cdot Q}{\sqrt{1+P^2+Q^2}}; \quad (36)$$

$$\frac{dY}{ds} = P \cdot \left(-Y - \frac{M \cdot P}{\sqrt{1+P^2+Q^2}}\right) - \frac{M \cdot Q^2}{\sqrt{1+P^2+Q^2}}; \quad (37)$$

$$\frac{dX}{ds} = -Y - \frac{M \cdot P}{\sqrt{1+P^2+Q^2}}. \quad (38)$$

Решение данной системы дает:

$$P = \operatorname{tg}(s + C_1); \quad (39)$$

$$Q = \frac{C_2}{\cos(s + C_1)}; \quad (40)$$

$$Z = -\frac{M^* \cdot C_2}{\sqrt{1+C_2^2}} \cdot (s+C_1) + C_3; \quad (41)$$

$$Y = -\frac{M^*}{\sqrt{1+C_2^2}} \cdot ((1+C_2^2) \cdot \sin(s+C_1) - (s+C_1) \cdot \cos(s+C_1)) + C_4 \cdot \cos(s+C_1); \quad (42)$$

$$X = -\frac{M^*}{\sqrt{1+C_2^2}} \cdot ((1+C_2^2) \cdot \cos(s+C_1) + (s+C_1) \cdot \sin(s+C_1)) - C_4 \cdot \sin(s+C_1) + C_5, \quad (43)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 – постоянные интегрирования.

$$M^* = M \cdot \operatorname{sgn}(\cos(s+C_1)). \quad (44)$$

Упростим систему уравнений (39)...(43), допустив, что

$$M^* = M. \quad (45)$$

Корректность этого допущения проверим путем подстановки (39)...(43) (с учетом (45)) в дифференциальное уравнение (21). В результате данной подстановки получим, что

$$\frac{-X - Y \cdot P}{\sqrt{1+P^2+Q^2}} = \pm M. \quad (46)$$

Таким образом, с учетом (45) уравнения (39)...(43) описывают характеристические полосы, принадлежащие искомой поверхности, причем момент единичной нормали к этой поверхности относительно оси ее вращения постоянен по модулю.

Уравнения (39)...(43) не являются уравнениями искомой поверхности, т. к. в них входит лишь один независимый параметр – s . Для получения уравнения поверхности решим задачу Коши способом, предложенным в [1]. В соответствии с данным способом полагаем, что величины C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 являются инвариантными лишь по отношению к параметру s , но зависят при этом от некоторого второго, независимого от s , параметра t , т. е.

$$C_1 = C_1(t); \quad (47)$$

$$C_2 = C_2(t); \quad (48)$$

$$C_3 = C_3(t); \quad (49)$$

$$C_4 = C_4(t); \quad (50)$$

$$C_5 = C_5(t). \quad (51)$$

При этом уравнения искомой поверхности будут иметь вид:

$$x = x(s, C_1(t), C_2(t), C_4(t), C_5(t)); \quad (52)$$

$$y = \eta(s, C_1(t), C_2(t), C_4(t)); \quad (53)$$

$$z = z(s, C_1(t), C_2(t), C_3(t)). \quad (54)$$

Величины C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 зависят от функций:

$$X_0 = X_0(t); \quad (55)$$

$$Y_0 = Y_0(t); \quad (56)$$

$$Z_0 = Z_0(t); \quad (57)$$

$$P_0 = P_0(t); \quad (58)$$

$$Q_0 = Q_0(t), \quad (59)$$

задающих начальные, т. е. определяемые при $s=0$, значения величин x, z, y, p, q соответственно.

В [1] показывается, что функции X_0, Y_0, Z_0, P_0 и Q_0 должны удовлетворять так называемому условию полосы

$$\frac{dY_0}{dt} = P_0 \cdot \frac{dX_0}{dt} + Q_0 \cdot \frac{dZ_0}{dt} \quad (60)$$

и дифференциальному уравнению (22).

Выразим C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 через функции X_0, Y_0, Z_0, P_0 и Q_0 .

Из (39) следует, что

$$C_1 = \operatorname{arctg}(P_0). \quad (61)$$

Исходя из (40), получаем, что

$$C_2 = Q_0 \cdot \cos(C_1). \quad (62)$$

Величину C_3 из (41) находим следующим образом:

$$C_3 = \frac{M \cdot C_1 \cdot C_2}{\sqrt{1 + C_2^2}} - Z_0. \quad (63)$$

Исходя из (42) получаем, что

$$C_4 = \frac{Y_0}{\cos(C_1)} + \frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \times \\ \times ((1 + C_2^2) \cdot \operatorname{tg}(C_1) - C_1). \quad (64)$$

Наконец, основываясь на (43), с учетом (64) после преобразований приходим к следующему:

$$C_5 = X_0 + Y_0 \cdot P_0 + M \cdot \sqrt{1 + P_0^2 + Q_0^2}. \quad (65)$$

Величина C_5 – это начальное значение функции F , т. е. эта функция определяется с точностью до C_5 . А так как величины X_0 , Y_0 , Z_0 , P_0 и Q_0 удовлетворяют условию полосы и дифференциальному уравнению (22), то величина C_5 должна быть равна 0, что означает отсутствие лишних корней, о которых упоминалось ранее.

Сведем в одну систему все найденные уравнения, описывающие искомую поверхность:

$$\frac{dY_0}{dt} = P_0 \cdot \frac{dX_0}{dt} + Q_0 \cdot \frac{dZ_0}{dt};$$

$$X_0 + Y_0 \cdot P_0 + M \cdot \sqrt{1 + P_0^2 + Q_0^2} = 0;$$

$$C_1 = \arctg(P_0);$$

$$C_2 = Q_0 \cdot \cos(C_1);$$

$$C_3 = \frac{M \cdot C_1 \cdot C_2}{\sqrt{1 + C_2^2}} - Z_0;$$

$$C_4 = \frac{Y_0}{\cos(C_1)} + \frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \times$$

$$\times ((1 + C_2^2) \cdot \operatorname{tg}(C_1) - C_1);$$

$$p = \operatorname{tg}(s + C_1);$$

$$q = \frac{C_2}{\cos(s + C_1)};$$

$$z = -\frac{M \cdot C_2}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot (s + C_1) + C_3;$$

$$y = -\frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot ((1 + C_2^2) \cdot \sin(s + C_1) - \\ - (s + C_1) \cdot \cos(s + C_1)) + C_4 \cdot \cos(s + C_1);$$

$$x = -\frac{M}{\sqrt{1 + C_2^2}} \cdot ((1 + C_2^2) \cdot \cos(s + C_1) + \\ + (s + C_1) \cdot \sin(s + C_1)) - C_4 \cdot \sin(s + C_1). \quad (66)$$

В [1] указывается на то, что решение задачи Коши, сформулированной применительно к дифференциальному уравнению (22), в общем случае справедливо лишь в малой окрестности начальной полосы. Однако для рассматриваемого частного случая, когда функция F определяется выражением (33), при всех допустимых значениях параметров s и t дифференциальное уравнение

$$\frac{\partial y}{\partial t} = p \cdot \frac{\partial x}{\partial t} + q \cdot \frac{\partial z}{\partial t} \quad (67)$$

превращается в тождество, в чем можно убедиться, продифференцировав функции x , y и z по t и подставив найденные производные вместе с p и q в данное дифференциальное уравнение. Это позволяет утверждать, согласно [1], что при всех допустимых значениях параметров s и t уравнения (66) описывают искомую поверхность.

Для подтверждения справедливости полученных результатов проведем сравнительный компьютерный анализ работы цевочного зацепления, которое, как известно, чувствительно к изменению относительного положения колес, и зацепления двух поверхностей, описываемых уравнениями (66). Для проведения такого анализа необходимо программное обеспечение, позволяющее осуществлять симуляцию движения и взаимодействия твердотельных моделей, находящихся под действием системы сил. Подобное программное обеспечение в настоящее время достаточно

распространено.

Оба вида зацепления представим как контакт лишь одной пары поверхностей с параллельными осями вращения. При этом компьютерные эксперименты с обоими видами зацепления проводим при различных межосевых расстояниях, но при одном и том же времени контакта 5 с, которое устанавливаем подборм. Свойства материала, параметры взаимодействия, а также точность симулирования делаем общими. Считаем, что в обоих случаях частота вращения ведущей поверхности равна 1 об/мин, что соответствует угловой скорости $\omega_1 = 0,1047 \text{ с}^{-1}$, момент сопротивления вращению, приложенный к ведомой поверхности, равен 100 Н/мм, передаточное отношение $u_{12} = -0,5$. При этом теоретическое значение угловой скорости ведомой поверхности найдем следующим образом:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{0,1047}{-0,5} = -0,2094 \text{ с}^{-1}. \quad (68)$$

Данную величину также определим далее средствами программного обеспечения экспериментально, в ходе компьютерного моделирования.

Будем считать, что в цевочном зацеплении ведомой поверхностью является цилиндрическая поверхность цевки. Примем, что радиус цевки $r_p = 5 \text{ мм}$, радиус окружности, на которой расположен геометрический центр цевки, $r_c = 30 \text{ мм}$, а высота ведущей поверхности в радиальном направлении $h = 20 \text{ мм}$. При этом начальный радиус ведущей поверхности

$$r_w = \left| \frac{r_c}{u_{12}} \right| = \left| \frac{30}{-0,5} \right| = 60 \text{ мм} \quad (69)$$

будем считать минимальным радиусом, а максимальным радиус

$$r_a = r_w + h = 60 + 20 = 80 \text{ мм}. \quad (70)$$

Межосевое расстояние, при котором зададим ведущую поверхность в цевочном зацеплении,

$$A = r_c + r_w = 90 \text{ мм}. \quad (71)$$

Компьютерное исследование цевочного зацепления проведем в два этапа:

- 1) моделирование при межосевом расстоянии 90 мм (рис. 1);
- 2) моделирование при межосевом расстоянии 95 мм (рис. 2).

Анализ графика, представленного на рис. 1, показывает, что максимальное отклонение угловой скорости ведомой поверхности в цевочном зацеплении от расчетного значения в течение времени контакта не превышает $0,009 \text{ с}^{-1}$. Разброс значений этой угловой скорости объясняется погрешностью геометрического моделирования цевочного зацепления. Данная погрешность появляется из-за того, что профиль ведущей поверхности аппроксимируем сплайнами, последовательно соединяющими конечное количество точек, координаты которых рассчитываем по известным уравнениям теории цевочного зацепления.

При увеличении межосевого расстояния на 5 мм максимальное отклонение угловой скорости от расчетного значения в течение времени контакта увеличивается почти в 3 раза и составляет уже $0,026 \text{ с}^{-1}$, что иллюстрируется графиком, представленным на рис. 2.

Подобные компьютерные эксперименты проведем также с зацеплением поверхностей, задаваемых уравнениями (66). Данное зацепление назовем зацеплением II.

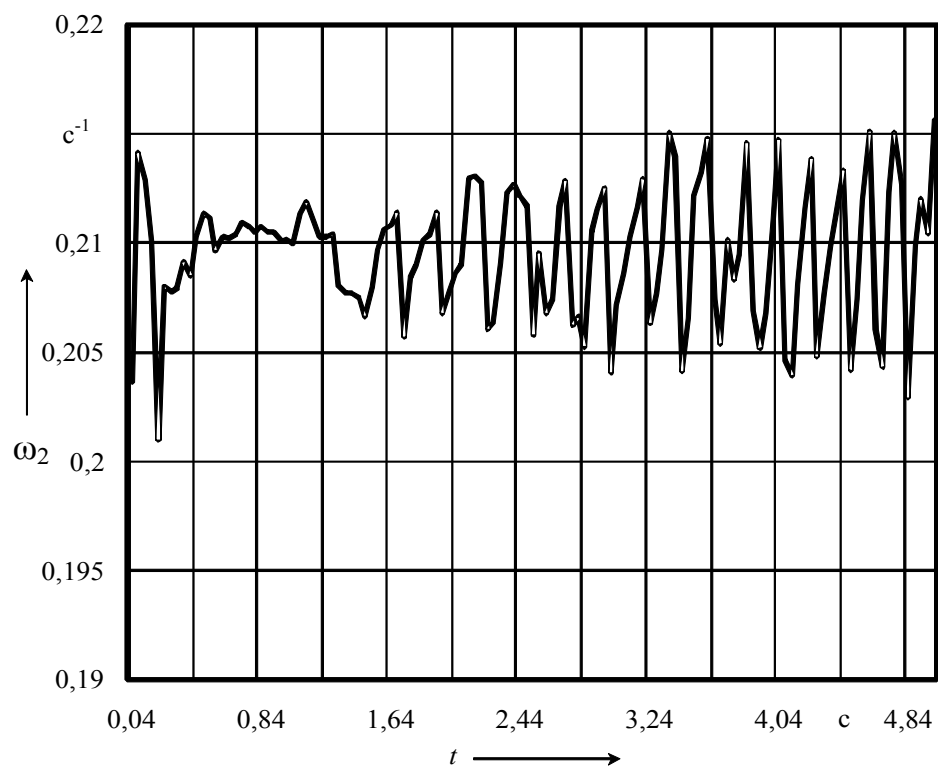


Рис. 1. График зависимости угловой скорости ведомой поверхности в цевочном зацеплении от времени при межосевом расстоянии 90 мм

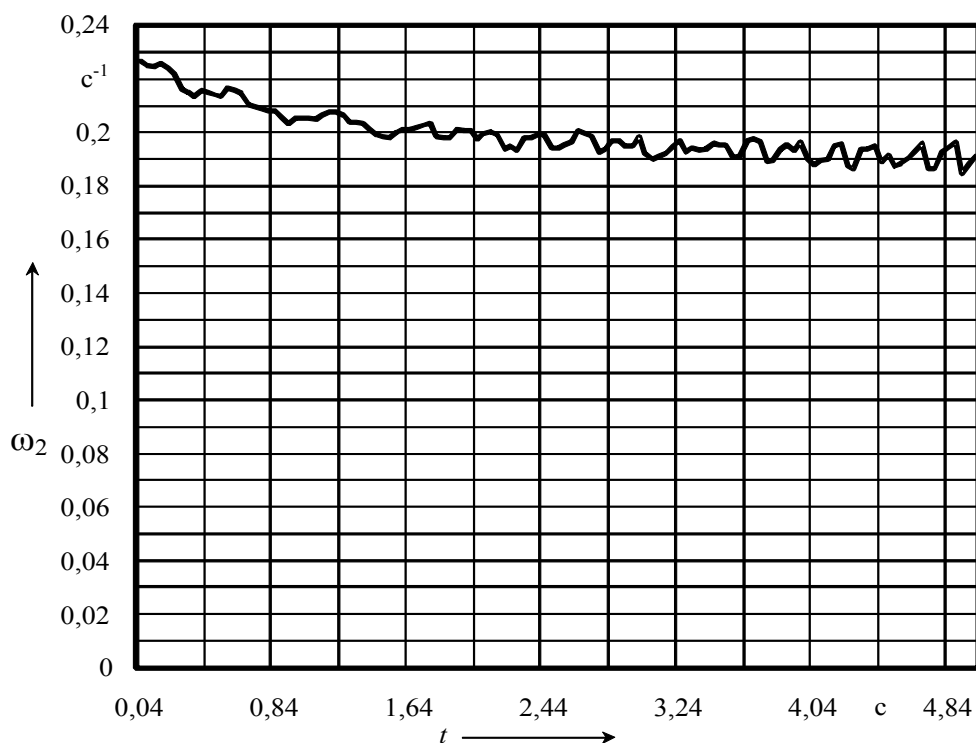


Рис. 2. График зависимости угловой скорости ведомой поверхности в цевочном зацеплении от времени при межосевом расстоянии 95 мм

Определим начальную полосу ведомой поверхности в зацеплении II:

$$X_0 = -M + t; \quad (72)$$

$$Y_0 = 0; \quad (73)$$

$$Z_0 = 0; \quad (74)$$

$$P_0 = 0; \quad (75)$$

$$Q_0 = \frac{\sqrt{t^2 - 2 \cdot M \cdot t}}{M}. \quad (76)$$

Носитель данной начальной полосы – это луч, совпадающий с осью абсцисс. Соответствующая система параметрических уравнений имеет следующий вид:

$$x = -M \cdot \left(\frac{M-t}{M} \cdot \cos(s) + \right. \\ \left. + s \cdot \frac{M}{M-t} \cdot \sin(s) \right); \quad (77)$$

$$y = -M \cdot \left(\frac{M-t}{M} \cdot \sin(s) - \right. \\ \left. - s \cdot \frac{M}{M-t} \cdot \cos(s) \right); \quad (78)$$

$$z = -\frac{M \cdot \sqrt{t^2 - 2 \cdot M \cdot t}}{M-t} \cdot s. \quad (79)$$

Из последнего уравнения выразим

$$s = \frac{z \cdot (t-M)}{M \cdot \sqrt{t^2 - 2 \cdot M \cdot t}} \quad (80)$$

и примем z в качестве нового параметра вместо s .

Таким образом, ведомую поверхность в зацеплении II представим в виде бесконечного числа кривых, лежащих в плоскостях, параллельных плоскости Oxy (перпендикулярных оси Oz вращения), т. е. в виде совокупности нормальных профилей.

Ведущую поверхность в зацеплении II опишем теми же уравнениями (77)...(79), что и ведомую поверхность в этом зацеплении, но координаты точек будем брать с противоположным зна-

ком. Очевидно, что такая замена знака не изменит модуль момента единичной нормали к ведущей поверхности относительно оси ее вращения.

Передаточное отношение зацепления II определим параметрами $M_{01} = -30$ мм и $M_{02} = -15$ мм. Таким образом, обеспечим передаточное отношение $u_{12} = -0,5$ (см. выражение (11)), равное передаточному отношению цевочного зацепления. Принимаем также, что $z_{\min} = -70$ мм, $z_{\max} = -45$ мм, $t_{\min} = 5$ мм, $t_{\max} = 20$ мм. В заданных пределах изменения параметров z и t поверхность, описываемая уравнениями (77)...(79), имеет сингулярные точки, образующие кривую, делящую эту поверхность на две области. При переходе из одной области в другую момент единичной нормали меняет знак, оставаясь по модулю неизменным. Для того чтобы отбирать точки, принадлежащие только одной области, используем следующее условие отбора: момент нормали к поверхности относительно оси вращения должен быть или только положительным, или только отрицательным. Поэтому принимаем, что если

$$(\vec{r} \times \vec{n}) \cdot \vec{k} = \left(\vec{r} \times \left(\frac{\partial \vec{r}}{\partial z} \times \frac{\partial \vec{r}}{\partial t} \right) \right) \cdot \vec{k} < 0, \quad (81)$$

то точка отбрасывается, в противном случае – нет.

Ведущая и ведомая поверхности в зацеплении II содержат точки только эллиптического типа и являются выпуклыми, что позволяет при изменении межосевого расстояния (в определенных пределах) избегать кромочного контакта.

Точность геометрического моделирования поверхностей в зацеплении II зависит от шага изменения параметра z и от шага изменения параметра t . Подбираем данные шаги таким образом, чтобы в течение времени контакта максимальное отклонение угловой скорости ведомой поверхности в зацеплении II от

расчетного значения приблизительно равнялось бы аналогичной величине, определяемой в компьютерном эксперименте с цевочным зацеплением при межосевом расстоянии 90 мм. Таким образом была получена зависимость уг-

ловой скорости ведомой поверхности в зацеплении II от времени при межосевом расстоянии 120 мм (рис. 3), которое было выбрано таковым в определенном смысле произвольно.

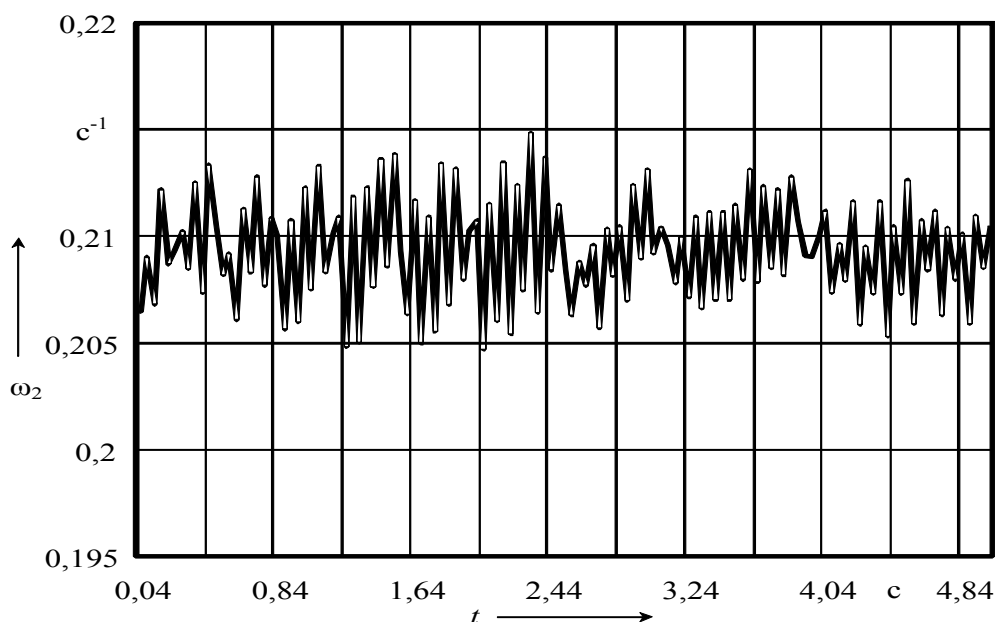


Рис. 3. График зависимости угловой скорости ведомой поверхности в зацеплении II от времени при межосевом расстоянии 120 мм

Вторая часть компьютерного эксперимента проводилась при межосевом расстоянии 130 мм. Ее результаты представлены на рис. 4.

Анализ двух последних графиков показывает, что в течение времени контакта максимальное отклонение угловой скорости ведомой поверхности в зацеплении II от расчетного значения при различных межосевых расстояниях не превышает $0,006 \text{ с}^{-1}$.

Анализ компьютерных экспериментов, проведенных с двумя видами зацеплений, подтверждает предположение о том, что зацепление, сформированное на основе поверхностей, описываемых уравнениями (66), нечувствительно к изменению относительного положения этих поверхностей в отличие от цевочного зацепления.

Выводы

Получена зависимость (13) передаточного отношения зацепления поверхностей от геометрических параметров, определяющих эти поверхности. Получены параметрические уравнения (66) поверхностей, которые могут образовывать зацепления, нечувствительные к изменению их относительного положения. Предложен принцип выбора уравнений контактирующих поверхностей, позволяющий устранить кромочный контакт (см. описание зацепления II). Отмечены принципы анализа поверхностей с целью выявления областей, ограниченных сингулярными точками (см. выражение (81)).

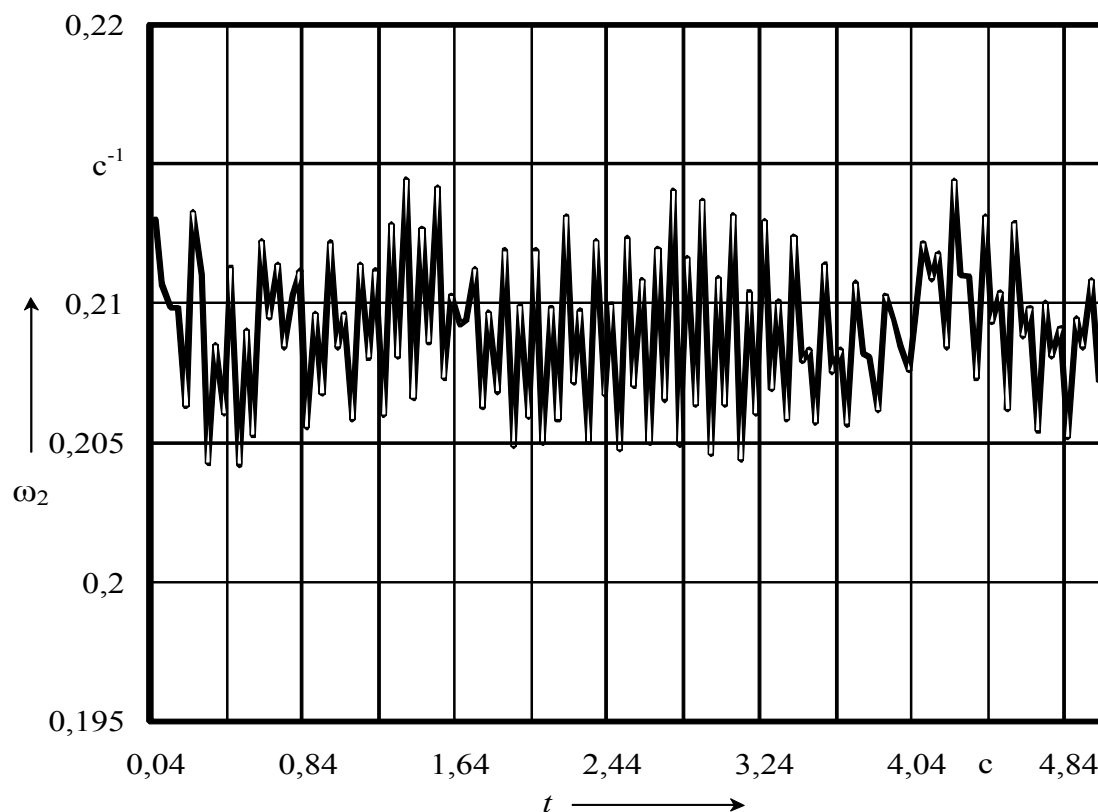


Рис. 4. График зависимости угловой скорости ведомой поверхности в зацеплении II от времени при межосевом расстоянии 130 мм

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Камке, Э. Справочник по дифференциальным уравнениям в частных производных

первого порядка / Э. Камке. – М. : Наука, 1966. – 260 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 03.12.2009

S. N. Khatetovski

Support of surface engagement insensitivity to the change of their positional relationship

In the article urgency of the problem of enhancement of qualitative indices of gearing and simultaneous support of gearing insensitivity to change of gear positional relationship is pointed. Solving of the second part of this problem is considered. Equations of surfaces of gearing that may be insensitive to the change of surface positional relationship have been found.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук, доц.

УСРЕДНИТЕЛЬНЫЕ СКЛАДЫ – НЕОБХОДИМОЕ ЗВЕНО В СИСТЕМЕ «КАРЬЕР – ДРОБИЛЬНО-СОРТИРОВОЧНЫЙ ЗАВОД»

В статье рассматриваются рациональные подходы по переработке нерудных строительных материалов, обеспечивающих энерго- и ресурсосбережение. В частности, рассматривается необходимость устройства на предприятиях нерудной промышленности нашей страны усреднительных складов, на которых добываются содержания гравия в валунно-гравийно-песчаной смеси в диапазоне 40...50 %. Подавляя на переработку сырье после усреднительного склада с таким содержанием гравия, можно достичь минимальной себестоимости переработки 1 м³ валунно-гравийно-песчаной смеси и снижения удельных приведенных затрат, а также повысить коэффициент загрузки дробильно-сортировочного оборудования и уменьшить износ дробилок за счет равномерности их загрузки.

Горные породы неоднородны по своим характеристикам. Содержание полезных и «пустых» компонентов не остается постоянным ни по площади, ни по толщине залежи месторождения. Для дробильно-сортировочных заводов (ДСЗ) очень важным фактором являются характеристики поступающего минерального сырья, в частности, их отличие от проектных. Установлено, что если перерабатываемая гравийно-песчаная смесь (ГПС) содержит на 10 % больше или меньше гравия, чем предусмотрено в проекте, производительность ДСЗ уменьшается значительно больше, чем на 10 %. При поставке минерального сырья, качество которого не соответствует технологическому регламенту, не только уменьшается производительность оборудования, но ухудшается и качество разных видов продукции, повышается удельный расход сырья, увеличиваются затраты на переработку. Следовательно, состав минерального сырья, доставляемого из карьера на переработку, нужно регулировать. То есть нужна система управления качеством по всем процессам производства как в карьере, так и на перерабатывающем комплексе.

Одним из приемов, создающих условия для поставки горной массы заданного состава, является селективная выемка разносортного сырья и его усреднение. Селективная выемка применяется на некоторых карьерах нашей страны, а усреднение ГПС в карьерах не применяется вообще. Такое положение сложилось из-за стремления экономить средства за счет строительства усреднительных сооружений. На карьерах в зарубежье усреднительные склады между отделениями первичного и вторичного дробления получили распространение еще 50 лет назад. Это способствовало увеличению чистого времени работы, поскольку разрывалась жесткая связь между карьером и ДСЗ и образовывалась гибкая связь «карьер – усреднительный склад – дробильно-сортировочный завод».

Среди поставленных на учет и эксплуатируемых месторождений нашей страны средняя мощность вскрыши и коэффициент вскрыши в последнее время несколько возрастают, сокращается количество месторождений с высоким качеством сырья. В связи с тем, что, как правило, характеристики полезного ископаемого в пределах конту-

ра запасов изменяются в широких пределах по площади и мощности залежи, для большинства карьеров актуальна проблема поставки на ДСЗ сырья с заданными характеристиками. Нами выполнены расчеты по определению загрузки перерабатывающего оборудования при поступлении на ДСЗ «Крапужино» Минской области и ДСЗ «Дубровка» Могилевской области сырья различного качества. Выполненные по полученным данным экономические расчеты, отражающие влияние содержания гравия и

валунов, позволили установить приближение величины себестоимости переработки и удельных приведенных затрат, (рис. 1 и 2). Из зависимостей видно, что наименьшая себестоимость переработки и наименьшие приведенные затраты обеспечиваются при переработке сырья с содержанием гравия и валунов в диапазоне 40...50 %. Это подтверждает необходимость устройства усреднительных складов с целью поставки на ДСЗ сырья с таким диапазоном содержания гравия и валунов.

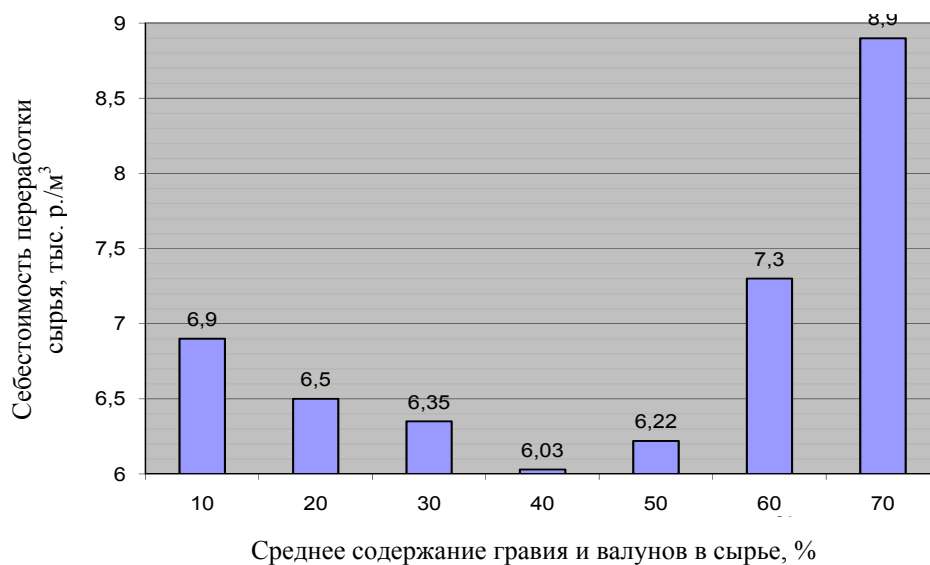


Рис. 1. Зависимость себестоимости переработки сырья от среднего содержания фракций гравия и валунов по ДСЗ «Дубровка» Могилевской области



Рис. 2. Зависимость удельных приведенных затрат от среднего содержания фракций гравия и валунов по ДСЗ «Дубровка» Могилевской области

Из рис. 1 видно, что, подавая на переработку материал с содержанием гравия 40...50 %, а не 30 или 60 %, предприятие экономит на 1 м³ сырья до 1 тыс. р. При годовой производительности предприятия 500 тыс. м³ экономия составит до 500 млн р.

Одним из проявлений организационно-технологических взаимосвязей функционирования добычного комплекса горнотранспортного оборудования и ДСЗ является взаимосвязь структуры их рабочего времени. Отсутствие промежуточного склада обуславливает жесткую взаимосвязь их функционирования во времени, при которой проявляется полное взаимное влияние простоев. Особенно существенно это влияние при использовании конвейерного транспорта, поскольку с увеличением расстояния транспортирования резко возрастают простои комплекса оборудования. Это искусственно ограничивает область использования конвейерного транспорта. Прогнозные оценки и выполненные расчеты показывают, что организация промежуточных складов может увеличить мощность действующих ДСЗ на 11...25 %. На важность и несомненную целесообразность организации промскладов на предприятиях нерудной промышленности указывают многие ученые. Ими отмечается, что примерно половина простоев предприятия происходит из-за неполадок в горных цехах, на транспорте, доставляющем горную массу, и в узлах первичного дробления. По подсчетам, для построенных в последний период 53-х ДСЗ в России общей производительностью 30 млн м³ увеличение производительности составило бы более 6 млн м³ щебня в год. При этом в 3...4 раза уменьшатся капитальные затраты. В случае создания промскладов на предприятиях мощностью свыше 400 тыс. м³/г. капитальные затраты на 1 м³ прироста выпуска продукции составят около 25 % уровня удельных капиталовложений, принимаемых в настоящее время для вновь строящихся предприятий.

Организация промежуточного склада может увеличить мощность и экономичность работы предприятия за счет увеличения чистого времени работы комплекса добычного оборудования и ДСЗ, обеспечения равномерной и, по возможности, максимальной загрузки технологического оборудования ДСЗ, возможности усреднения качества поставляемого на ДСЗ сырья (должно быть 40...50 % гравия и валунов в сырье), концентрации горных работ во времени, введения двухсменного, а в ряде случаев односменного режима работ в карьере с увеличением единичной мощности горнотранспортного оборудования. На целесообразность организации промежуточных складов указывает опыт российских и зарубежных предприятий нерудной промышленности, а также смежных отраслей горнодобывающей промышленности. Вместимость и тип промежуточного склада зависят от производительности ДСЗ. Наиболее простыми в конструктивном отношении являются склады конусного типа. Считают, что промежуточные склады конусного типа целесообразно создавать вместимостью до 5000 м³, при большей вместимости следует применять склады штабельного типа. По зарубежным источникам, применение радиальноповоротных штабелеукладчиков позволяет образовывать промежуточные склады вместимостью до 10 тыс. м³. На предприятиях, осуществляющих переработку песчано-гравийных пород, возможно различное размещение промежуточного склада. В случае отсутствия в полезной толще валунов крупнее 300 мм промежуточные склады могут быть расположены перед узлом первичного дробления. Примером оригинального решения при размещении промежуточного склада перед узлом первичного дробления может служить схема Чеховского ДСЗ в России. Сырье на склад поступает после предварительного грохочения и промывки. Склад вместимостью 1000 м³ обеспечивает работу ДСЗ в течение су-

ток. Организация промежуточного склада позволила увеличить коэффициент использования технологического оборудования от 0,58 до 0,76. В Эйвалекском карьероуправлении, которое осуществляет эксплуатацию месторождений, относящихся к четвертой группе, промежуточный склад размещен после первой стадии дробления. Промежуточный склад конусного типа имеет общую вместимость 12250 м³. Рабочая вместимость склада составляет 3680 м³, т. е. 30 % от всей вместимости склада, что обеспечивает работу завода в течение 13 ч.

Промежуточный склад можно рассматривать как некоторую емкость, которая подразделяет цепочку оборудования, состоящую из добычного горно-транспортного комплекса и ДСЗ, на входящий и выходящий потоки. Цепочка оборудования, размещаемая перед промежуточным складом, характеризует входящий грузопоток, цепочка оборудования, на которую материал поступает после промсклада, характеризует выходящий грузопоток. Входящий грузопоток в основном формируется комплексом карьерного оборудования. Основу выходящего грузопотока составляет транспортное и перерабатывающее оборудование ДСЗ. Входящий и выходящий потоки имеют переменную интенсивность, подчиненную определенному вероятностному закону. Построение модели и ее решение должно отвечать правильному определению основных параметров, характеризующих надежность работы системы во времени. Большинство известных моделей применительно к определению вместимости промежуточного склада, с учетом введения оценок использования комплекса оборудования карьерного грузопотока и грузопотока ДСЗ во времени по коэффициентам простоя, представляются малопримлемыми. Во многих из них отсутствуют характеристики надежности либо входящего, либо выходящего грузопотока, а также выражение

четкой взаимосвязи объема промежуточной вместимости и производительности системы. Математические модели по определению вместимости промежуточного склада применительно к условиям предприятий нерудной промышленности в настоящее время практически отсутствуют (в особенности при разработке гравийно-песчаных пород). В такой модели промежуточный склад должен рассматриваться в качестве звена, повышающего надежность функционирования входящего и выходящего грузопотока. В связи с этим результирующее выражение, позволяющее определять конкретные значения вместимости промежуточного склада, должно учитывать определяющие характеристики надежности функционирования входящего и выходящего грузопотоков. Кроме того, поскольку рассматривается система «карьер – ДСЗ», целесообразно введение характеристик, отражающих надежность функционирования промежуточного склада и раскрывающих обратную взаимосвязь промсклада и грузопотоков.

Вместимость промежуточного склада сырья при использовании его как усреднительного должна корректироваться исходя из условия обеспечения требуемой степени усреднения сырья. Необходимость в применении усреднительного склада возникает при разработке месторождений с очень высокой изменчивостью содержания гравия и валунов, а также при разработке полезной толщи одним забоем. Последнее для рассматриваемых месторождений и при использовании конвейерного транспорта представляется типичным. При отработке полезного ископаемого одним забоем формирование усреднительного склада должно осуществляться при складировании сырья слоями на одну и ту же площадь склада из различных выемочных блоков. Количество выемочных блоков, участвующих в формировании качественного сырья на складе, определяется необходимой степенью усреднения сырья и не должно превы-

шать четырех. При этом эффективность усреднения сырья на складе будет соответствовать способу усреднения, заключающемуся в выборе очередности отработки выемочных блоков, и рассчитываться по тем же выражениям. В соответствии с показателями этого способа будет уменьшаться и необходимый коэффициент резервирования производительности перерабатывающего оборудования.

При расчете вместимости промежуточного склада необходимо принимать следующие допущения и предположения: длительность непрерывной работы и длительность простоев комплексов добычного оборудования (КДО) распределены по экспоненциальному закону; последовательные интервалы времени, в течение которых КДО работает и простаивает, независимы; в период работы комплекса перерабатывающего оборудования (ДСЗ) при полном заполнении промсклада КДО работает с производительностью, соответствующей производительности ДСЗ, т. е. с производительностью несколько ниже уровня своей максимальной мощности. Предполагается, что

$$Q_{\text{кдо}} > Q_{\text{дсз}},$$

где $Q_{\text{кдо}}$, $Q_{\text{дсз}}$ – техническая производительность КДО и ДСЗ соответственно, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Правильность предположения об экспоненциальном распределении длительности простоев КДО подтверждена данными хронометражных наблюдений. Экспоненциальность распределения длительности периодов непрерывной работы КДО обуславливается тем, что отказы оборудования КДО происходят в случайные моменты времени и распределены по закону Пуассона. Обычное применение распределения Пуассона состоит в предсказании количества событий, происходящих за определенное время, например, количества машин, появляющихся на площади за 1 мин. В нашем случае определяется вероятность пустого склада P_0 в момент окончания перерыва в работе и вероятность того, что в течение какого-то времени склад полон при известных интенсивности расходования и поступления сырья (μ и λ соответственно) на промсклад и объеме сырья V на промскладе:

$$P_0 = \frac{(\mu - \lambda)e^{-\lambda V}}{\mu e^{\mu V} \lambda e^{\lambda V}}. \quad (1)$$

Результаты расчета вместимости промежуточного склада сырья при мощности ДСЗ от 400 до 1000 тыс. $\text{м}^3/\text{г}$., при содержании гравия и валунов до 60 % приведены в табл. 1, при содержании гравия и валунов свыше 60 % – в табл. 2.

Табл. 1. Вместимость промежуточного склада сырья при содержании гравийно-валунных фракций в сырье до 60 %

Мощность ДСЗ, тыс. $\text{м}^3/\text{г}$.	Расстояние транспортирования сырья, км	Коэффициент использования оборудования завода	Полезный объем склада		Общая вместимость склада, тыс. м^3
			ч	тыс. м^3	
400	1,5	0,88/0,93	4,3/4,6	0,4/0,6	1,0/1,5
400	3	0,88/0,93	5,9/6,3	0,5/0,8	1,4/2,1
700	1,5	0,85/0,90	4,3/4,6	0,7/1,1	1,7/2,6
700	3	0,88/0,93	5,9/5,3	0,9/1,4	2,3/3,6
1000	1,5	0,82/0,87	4,1/4,4	1,0/1,4	2,5/3,6
1000	3	0,83/0,88	5,8/6,1	1,4/2,0	3,4/5,1
1000	4,4	0,85/0,90	7,4/7,8	1,7/2,6	4,4/6,4
Примечание – В числителе – при трехсменном режиме работы комплекса добычного оборудования, в знаменателе – при двухсменном					

Табл. 2. Вместимость промежуточного склада сырья при содержании гравийно-валунных фракций в сырье более 60 %

Мощность ДСЗ, тыс. м ³ /г.	Расстояние транспортирования сырья, км	Коэффициент использования оборудования завода	Полезный объем склада		Общая вместимость склада, тыс. м ³
			ч	тыс. м ³	
400	1,5	0,85/0,90	5,5/5,9	0,5/0,8	1,3/2,0
400	3	0,85/0,90	7,7/8,1	0,7/1,1	1,8/2,8
700	1,5	0,82/0,87	5,5/5,9	0,9/1,4	2,3/2,5
700	3	0,85/0,90	7,7/8,1	1,3/1,9	3,2/4,8
1000	1,5	0,76/0,81	5,3/5,7	1,3/1,9	3,2/4,8
1000	3	0,77/0,82	7,4/7,8	1,8/2,7	4,5/5,8
1000	4,4	0,79/0,84	9,4/10,0	2,9/3,4	5,7/8,5

Примечание – В числителе – при трехсменном режиме работы комплекса добычного оборудования, в знаменателе – при двухсменном

Данные таблиц показывают, что при содержании гравия и валунов до 60 % и трехсменном режиме работы добычного комплекса полезный объем (объем рабочей зоны) промежуточного склада находится в пределах от 4,1 до 7,4, при двухсменном режиме работы – от 4,4 до 7,8 объема часового потребления сырья ДСЗ. При содержании гравия и валунов свыше 60 % и трехсменном режиме работы добычного комплекса полезный объем промежуточного склада находится в пределах от 5,3 до 9,4, а при двухсменном режиме работы – от 5,7 до 10,0 объема часового потребления сырья ДСЗ. Так, если производи-

тельность ДСЗ 500 м³/ч, то вместимость склада должна быть до 5000 м³.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормы технологического проектирования предприятий промышленности нерудных строительных материалов. – Л. : Стройиздат, 1977. – 352 с.
2. Временная инструкция по формированию структур комплексной механизации горных работ (применительно к условиям циклично-поточной технологии разработки связных и раздельно-зернистых пород на карьерах по добыче нерудных строительных материалов). – М. : М-во промышленности строительных материалов, 1979. – 50 с.
3. Буянов, Ю. Д. Разработка гравийно-песчаных месторождений / Ю. Д. Буянов. – М. : Недра, 1988. – 208 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 30.12.2009

S. N. Berezovsky
Mix averaging warehouses – a necessary link in system «an open-cast mine – crush and sorting factory»

In article rational approaches on processing of the nonmetallic building materials providing energy and resource reserve are considered. In particular, necessity of the device at the enterprises of the nonmetallic industry of our country mix averaging warehouses on which the gravel maintenance in a boulder and gravel and sand mix at a rate of 40...50 % achieve is considered. Submitting for processing raw materials after mix averaging a warehouse with such maintenance of gravel, can reach the minimum cost price of processing 1 м³ a boulder and gravel and sand mix and decrease in the specific resulted expenses, and also to raise factor of loading of the crush and sorting equipment and to reduce deterioration of crushers at the expense of uniformity of their loading.

УДК 693.548.8:539.6

**С. В. Федосов, чл.-кор. РААСН, д-р техн. наук, проф.,
Ю. А. Щепочкина, д-р техн. наук, доц., М. В. Акулова, д-р техн. наук, проф.,
Е. В. Кошелев**

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОПИТОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НА АДГЕЗИОННЫЕ СВОЙСТВА БЕТОНА С ОПЛАВЛЕННЫМ СТЕКЛОВИДНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Рассматривается возможность использования пропитки непосредственно оплавленного стекловидного слоя на поверхности бетона ГКЖ-10, жидким стеклом, мономерами стирола, акрилонитрила, метилметакрилата с последующей полимеризацией. Показано повышение адгезии стекловидного покрытия к поверхности бетона при использовании пропиток.

В последние годы возвращается интерес специалистов строительной индустрии к нетрадиционным видам отделки бетона, в частности, к отделке оплавленными стекловидными покрытиями, широко применявшимися в 60...80-е гг. XX в. В современном строительстве срок службы сооружений из бетона и железобетона – не менее 50 лет [1], и отделка их стекловидными покрытиями, повышающими коррозионную стойкость и декоративность, полностью соответствует предъявляемым к строительным изделиям требованиям. Вместе с тем, отдельной проблемой стоит повышение адгезионных свойств оплавленного стекловидного покрытия к бетону.

Известно, что поверхность бетонных изделий, подлежащих высокотемпературной отделке стекловидными покрытиями, является неоднородной, имеет зернистую фактуру, неровности. В процессе отделки расплавленная стекломасса хорошо заполняет макро- и микронеровности рельефа бетонной поверхности вплоть до углублений размером 3...5 мкм [2]. При нагреве изделий вследствие процессов дегидратации выделяются пары воды, а также газы, сорбированные порами поверхностного слоя изделий. Стекловидное покрытие не ложится ровным слоем, поскольку поверхность бетона имеет неровный рельеф [2, 3]. Это неблагоприятным об-

разом сказывается на состоянии поверхности самого покрытия, прочности сцепления покрытия с поверхностью бетона даже при тщательном подборе составов стекловидных покрытий по температурному коэффициенту линейного расширения. Вместе с тем, имеющиеся на поверхности стекловидного покрытия дефекты, непроплавленные участки могут быть «каналами» для насыщения образцов пропиточными материалами с целью увеличения прочности сцепления стекловидного покрытия с поверхностью бетона.

Для повышения адгезионных свойств стекловидного покрытия к поверхности бетона нами были использованы для нанесения непосредственно на поверхность оплавленного слоя следующие пропиточные материалы: ГКЖ-10 (этилсиликонат натрия), жидкое стекло, мономеры стирола, акрилонитрила, метилметакрилата (метилового эфира метакриловой кислоты).

Образцы бетона (марка 200) со стекловидным покрытием для последующей пропитки подготавливали следующим образом. На поверхность отформованного, но не затвердевшего бетонного изделия наносили дробленый бой тарного стекла (размер частиц – 5...20 мм). Частицы стеклобоя втапливали в поверхностный слой будущего изделия примерно на 1/3 их объема. По истечении 28 сут покрытие из частиц

стеклобоя закрепляли оплавлением. Затем поверхность образцов пропитывали указанными выше материалами.

При этом учитывалось, что бетон, как всякое капиллярно-пористое тело, содержит влагу, количество которой определяется его структурой и составом, условиями твердения и другими факторами. Для получения отделочного слоя с пропиткой необходимо, чтобы пропитка заполнила поры и капилляры материала. Поэтому поры в поверхностном слое материала необходимо предварительно освободить от влаги. При разных способах удаления воды степень обезвоживания материала может быть различной, а от этого будут зависеть и степень последующей пропитки материала, и свойства готового изделия. Наиболее простой и эффективный способ удаления влаги из поверхностных слоев бетона – сушка. При этом процесс должен быть проведен при исключении или сведении к минимуму деструктивных явлений в материале. Сушка бетона при температуре до 100 °С позволяет удалить из него небольшое (около 20 %) количество влаги. Возможно применение сушки поверхности бетона при температуре 200...300 °С, что способствует более глубокому обезвоживанию материала и, соответственно, обеспечивает более эффективную его пропитку в дальнейшем. Высушивание поверхностного слоя бетона при температуре более 300 °С увеличивает количество удаленной из него влаги, но создает опасность возникновения деструктивных явлений в материале. В этой связи представляет интерес двухстадийная обработка, при которой вначале поверхностный слой бетона высушивают при температуре 105...115 °С в течение 30 с, а затем при более высокой температуре еще в течение 2 мин. Повышение температуры сушки свыше 400 °С нецелесообразно вследствие значительной деструкции бетона. Двухстадийная сушка обеспечивает получение менее дефектной структуры бетона и

более глубокое насыщение его поверхности пропиточным материалом.

Пропиточный материал ГКЖ-10 наносили из расчета 15 мл на 1 дм² поверхности изделия. Использовали также жидкое стекло плотностью 1,12...1,15 г/см³, при этом расход жидкого стекла составлял 14,5...15,5 мл на 1 дм² поверхности бетонного изделия. Мономеры наносили на поверхность оплавленного слоя в количестве 15 мл на 1 дм² поверхности вместе с 2 % иницирующей системы «перекись бензоила – диметиланилин» (1:0,5). Перекись бензоила в данной системе выполняет роль инициатора, а диметиланилин [C₆H₅N(CH₃)₂] способствует ускорению распада инициатора на свободные радикалы. Мономеры проникали в толщу образца, отвердевая по механизму свободнорадикальной полимеризации, связывая стекловидное покрытие с бетоном. Полимеризация проходила при комнатной температуре в течение двух часов.

Технология нанесения мономера и последующей полимеризации в толще бетона безопасна, известна и не представляет вреда [4].

Также определялась глубина и степень пропитки с помощью микроскопа. Для определения более четких границ мономер подкрашивался красителем (цвет – оранжевый). Как видно из фотографии на рис. 1, глубина пропитки в среднем составляет 1 см. Причем при увеличении слоя, лежащего под крупным куском стекла, видно, что пропитка распространилась по всему цементному слою, включая области, находящиеся под стеклом. На фотографии видно, что участок цементного камня на указанную глубину равномерно пропитан полимером.

Содержание иницирующей системы в количестве 2 % обеспечивает полноту полимеризации и высокую прочность сцепления. Инициатор в меньших количествах собирается в поверхностных слоях бетона, и его оказывается недостаточно для проникновения на всю глубину стекловидного

слоя, что приводит к заметным потерям мономера, увеличению пористости и

снижению прочности конечного продукта.

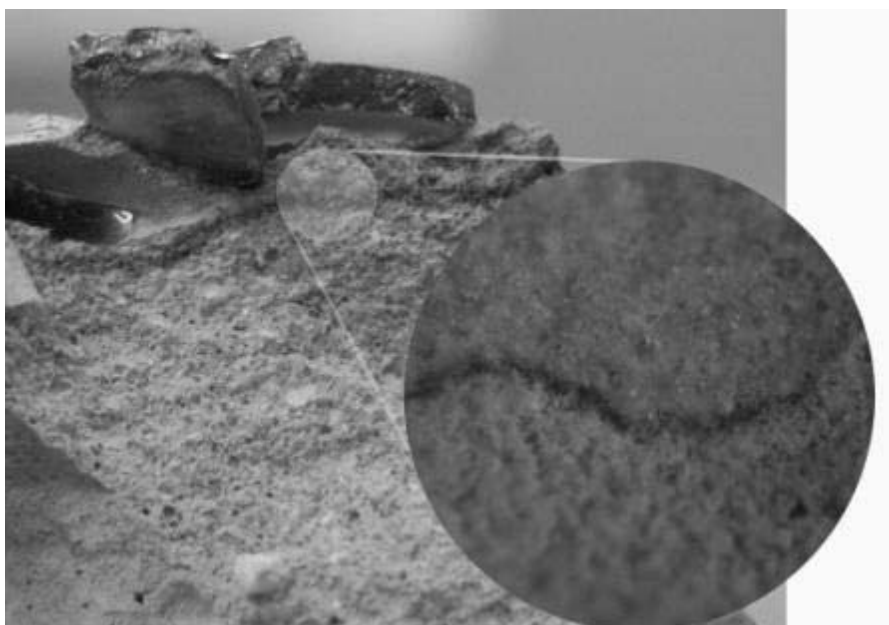


Рис. 1. Фотография среза образца с оплавленным декоративным слоем на его поверхности после пропитки (фрагмент увеличен в 49 раз)

Увеличение концентрации инициатора до 2 %, вызывая видимое увеличение коэффициента степени насыщения пор мономером, обеспечивает более глубокое проникновение и, соответственно, повышение прочности сцепления. В образцах, пропитанных метилметакрилатом с иницирующей системой «перекись бензоила-диметиланилин» в соотношении 1:0,5, наблюдалось монотонно убывающее к центру рас-

пределение полимера в цементном камне с наибольшей плотностью по периметру образца и наименьшей в центре, что очевидно вызвано соответствующим распределением инициатора при пропитке.

Прочность сцепления стекловидного слоя с поверхностью бетона (определенная по ГОСТ 379-95) в зависимости от используемого пропиточного материала приведена в табл. 1.

Табл. 1. Влияние пропитки на адгезионные свойства стекловидного покрытия к бетону

Пропитка	Прочность сцепления стекловидного слоя с поверхностью бетона, кг/см ²
Без пропитки	3,48
ГКЖ-10 (этилсиликонат натрия)	4,27
Жидкое стекло	9,08
Мономер стирола	24,3
Мономер акрилонитрила	35,84
Мономер метилметакрилата	31,41

Из табл. 1 видно, что использование пропитки повышает адгезионные свойства отделочного стекловидного слоя на поверхности бетона во всех случаях, что приводит к повышению его долговечности. Так, адгезия слоя увеличивается при применении ГКЖ-10 – в 1,2 раза, жидкого стекла – в 6 раз; полистирола – в 7 раз, полиметилакрилата – в 9 раз. Наилучшие результаты выявлены у слоя, пропитанного полиакрилонитрилом, где адгезия увеличилась в 10 раз.

Были также проведены исследо-

вания водопоглощения бетона через стекловидное покрытие, пропитанное мономерами (при этом грани образцов обмазывались водонепроницаемой битумной мастикой). Установлено, что тип используемой пропитки сказывается на водопоглощении образцов существенно. Применение в качестве пропитки ГКЖ-10 дает наименьший эффект снижения водопоглощения (13 %) по сравнению с образцами без пропитки, а использование мономера метилметакрилата – наибольший эффект (15 %) (табл. 2).

Табл. 2. Зависимость водопоглощения бетона через стекловидный слой

Продолжительность насыщения образцов водой, мин	Пропитка		
	Без пропитки	ГКЖ-10	Мономер метилметакрилата
15	2,31	2,16	1,89
30	2,37	2,18	1,95
45	2,41	2,19	1,97
60	2,42	2,19	1,98
120	2,47	2,22	2,05
1440 (1 сут)	2,52	2,25	2,11

Таким образом, установлено, что пропиточные материалы способны увеличить прочность сцепления стекловидного покрытия с поверхностью бетона, причем лучшие показатели адгезии достигаются с применением полиакрилонитрила и полиметилметакрилата.

Результаты исследований защищены охранными документами РФ.

Выводы

1. Пропитки поверхности оплавленного стекловидного слоя ГКЖ-10, жидким стеклом, мономерами стирола, акрилонитрила, метилметакрилата позволяют существенно, в 1,2...10 раз, повысить его прочность сцепления с поверхностью бетона. Наиболее целесообразно использование для пропитки

мономеров акрилонитрила и метилметакрилата.

2. Мономеры необходимо наносить на поверхность оплавленного слоя вместе с 2 % иницирующей системы «перекись бензоила – диметиланилин» (1:0,5).

3. Перед пропиткой целесообразно осуществлять подсушку поверхности бетона в две стадии: при температуре 105...115 °С и температуре 200...300 °С.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агаджанов, В. И. Установление сроков службы зданий и сооружений при их проектировании / В. И. Агаджанов // Промышленное и гражданское строительство. – 2001. – № 12. – С. 23–24.

2. **Канаев, В. К.** Новая технология строительной керамики / В. К. Канаев. – М. : Стройиздат, 1990. – 264 с.

3. Высокотемпературная отделка бетона

стекловидными покрытиями / Ю. М. Баженов, [и др.]. – М. : АСВ, 2005. – 128 с.

4. **Баженов, Ю. М.** Бетонополимеры / Ю. М. Баженов. – М. : Стройиздат, 1983. – 472 с.

Ивановский государственный архитектурно-строительный университет
Материал поступил 24.06.2009

**S. V. Fedosov, J. A. Shchepochkina,
M. V. Akulova, E. V. Koshelev**
**Analysis of impregnating materials
effect on adhesive behavior of concrete
with fritted vitreous coating**

We examine the possibility of impregnation use directly recast vitreous layer on concrete surface: GKG-10 liquid glass, styrene monomer, acrylonitrile, methyl methacrylate with their afterpolymerization. We show increasing of adhesion of the vitreous coating to the concrete surface when using impregnation.

УДК 691.32:620.173

Р. З. Шутов**НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ШЕСТИУГОЛЬНОЙ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ ДОРОЖНОЙ ПЛИТЫ ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПОЛИГОНА РУПП БЕЛАЗ ПО НОРМАЛЬНЫМ СЕЧЕНИЯМ**

В статье определяется несущая способность шестиугольной железобетонной дорожной плиты тормозного участка испытательного полигона РУПП БелАЗ. Расчет ведется по сечениям нормальным к продольной и поперечной осям плиты. Предлагаемая методика расчета была выполнена на основании проведенных экспериментальных и теоретических исследований с учетом билинейной эпюры напряжений в бетоне.

Введение

На испытательном полигоне РУПП БелАЗ был запроектирован и выполнен тормозной участок из трех четырехугольных и одной шестиугольной железобетонных дорожных плит, выполненных монолитным способом. Шестиугольная плита представляет собой

шестиугольник длиной 27,4 м; прямоугольная часть плиты имеет размеры 20,0×2,4 м, исходящая из нее трапециевидная часть плиты шириной 20,0 м и длиной 25,0 м с равнобокими скосами оканчивается стороной 12,0 м толщиной 450 мм (рис. 1).

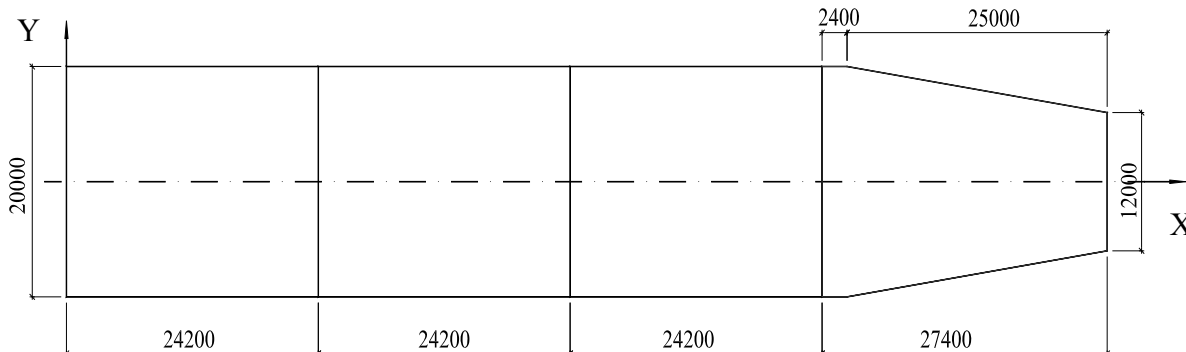


Рис. 1. План тормозного участка испытательного полигона РУПП БелАЗ

После возведения конструкции возникла необходимость проверки несущей способности плиты с учетом фактических (экспериментальных) прочностных характеристик бетона и арматуры, изменений нормативной документации, а также с учетом использования билинейной эпюры напряжений материалов.

Теория расчета несущей способности нормальных сечений плиты

При расчете прочности сечений, нормальных к продольной оси элемента, вводятся прочностные и деформативные характеристики бетона, зависящие от предельной сжимаемости, напряженно-деформированного состояния, геометрии и компоновки сечения.

Определение предельных усилий в нормальных сечениях основывается на следующих допущениях [2]:

– связь между напряжениями и деформациями бетона, а также между напряжениями и деформациями арматуры принята в виде билинейной зависимости (рис. 2);

– для средних деформаций бетона и арматуры считать справедливым линейный закон распределения по всей высоте сечений;

– в качестве расчетного сечения принято сечение со средней высотой сжатой зоны x , соответствующей средним деформациям;

– сопротивление расчетного сечения будет исчерпано, если деформации крайних сжатых волокон бетона сечения для растянутой арматуры достигли предельных значений.

Прочность нормальных сечений находится в зависимости от степени использования сопротивления сжатого бетона и растянутой арматуры. При расчете прямоугольного сечения железобетонной плиты дорожного покрытия, армированного стальными стержнями (арматура классов S400, S240), имеющими физический предел текучести, считается, что сопротивления арматуры и бетона используются полностью (см. рис. 2).

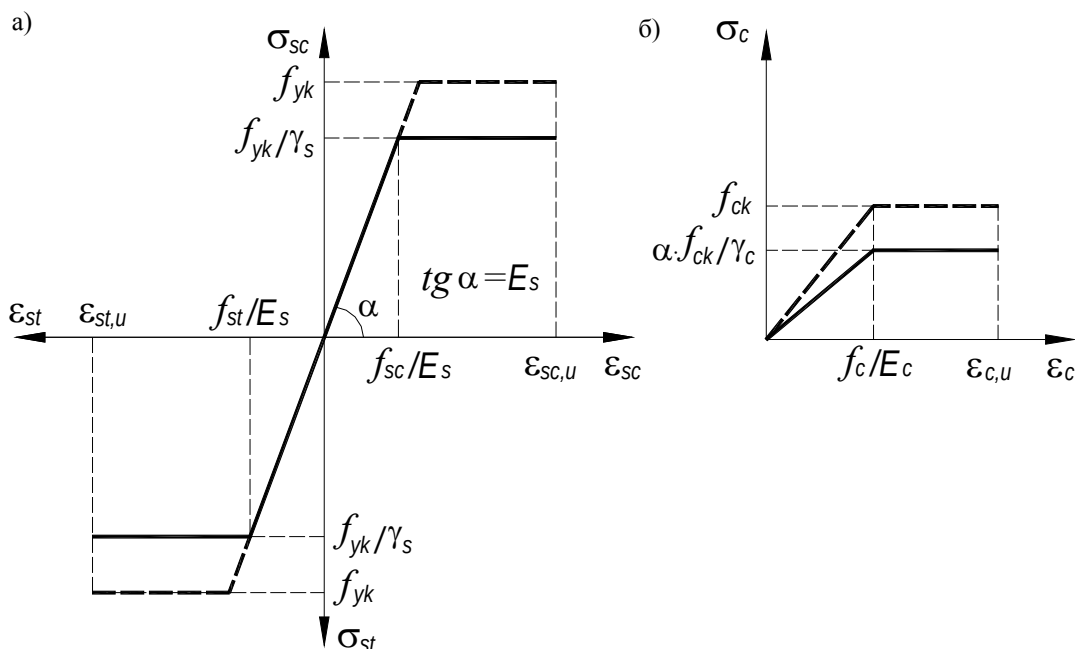


Рис. 2. Диаграммы « $\sigma - \epsilon$ »: а – для арматурной стали с физическим пределом текучести; б – для бетона

Проверка прочности нормальных сечений с расположением сжатой зоны в верхней части сечения (рис. 3) производится по условию [2]

$$M_{sd} \leq M_{Rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot S_c + \sigma_{sc1} \cdot A_{sc1} \cdot (d_1 - c'_1), \quad (1)$$

где S_c – статический момент (определяется по рис. 3 и 4).

Статический момент инерции

эпюры напряжений сжатого бетона определяется как

$$S_c = A_{cc} \cdot x_c, \quad (2)$$

где A_{cc} – площадь билинейной эпюры напряжений сжатого бетона; x_c – высота центра тяжести площади билинейной эпюры напряжений сжатого бетона.

Площадь билинейной эпюры напряжений

$$\begin{aligned}
 A_{cc} &= A_{cc1} + A_{cc2} = \\
 &= x \cdot \lambda_c \cdot b + \frac{x - \lambda_c \cdot x}{2} \cdot b = \\
 &= 0,5 \cdot x \cdot b \cdot (1 + \lambda_c), \quad (3)
 \end{aligned}$$

где A_{cc1} , A_{cc2} – площади, составляющие площадь билинейной эпюры напряжений сжатого бетона; λ_c – коэффициент пластичности бетона; b – ширина сечения.

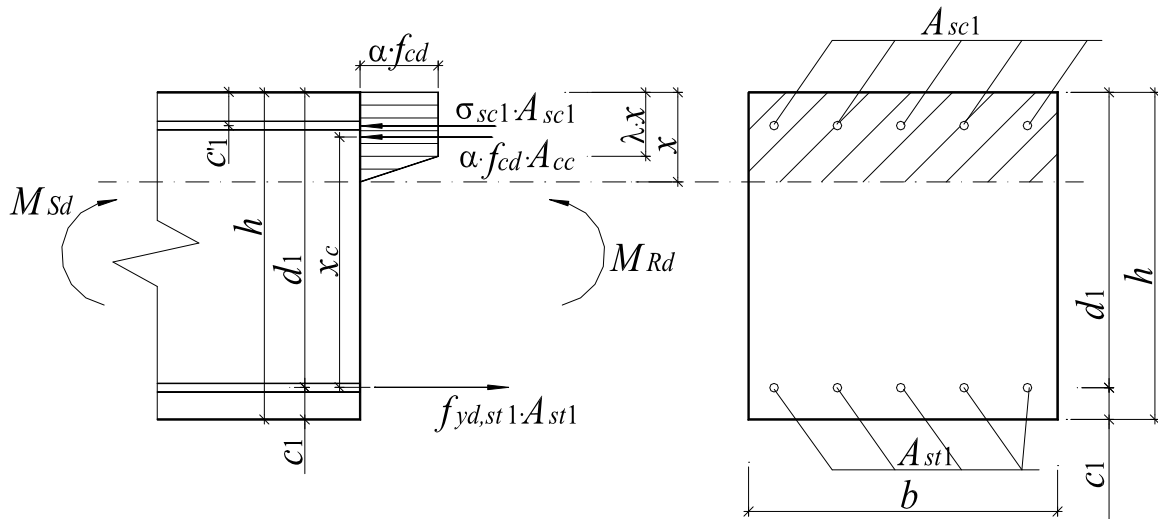


Рис. 3. К расчету прочности нормальных сечений

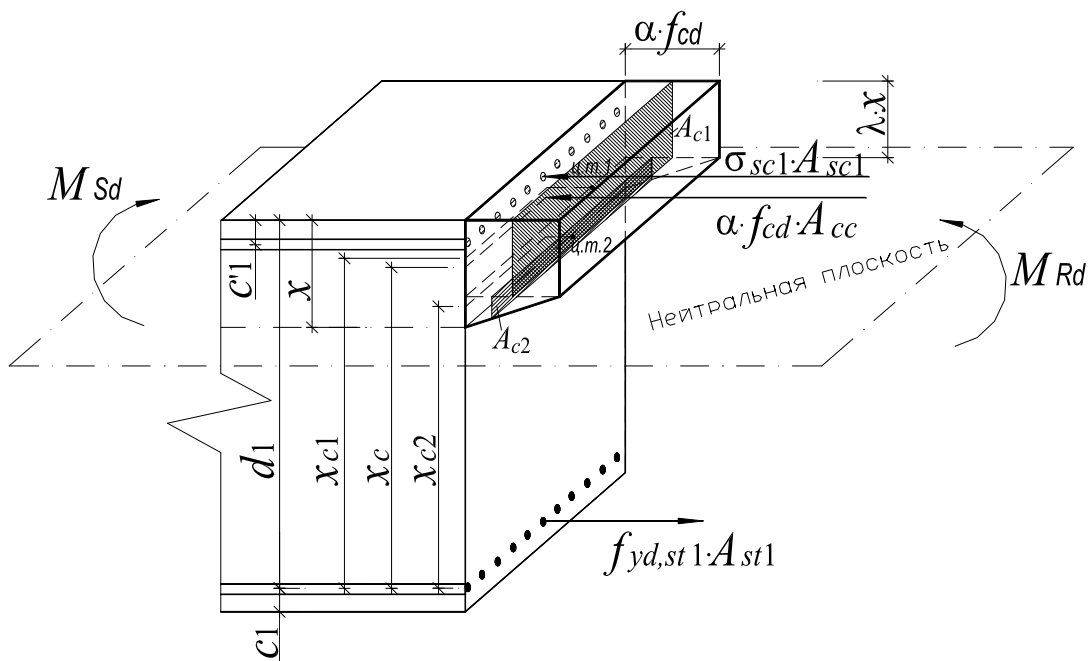


Рис. 4. К расчету статического момента при билинейной эпюре напряжений

Коэффициент пластичности бетона [2]

$$\lambda_c = 0,97 - 0,0077 f_{cd}, \quad (4)$$

где значение f_{cd} выражено в мегапаскалях.

Высота центра тяжести сечения

$$x_c = \frac{A_{c1} \cdot x_{c1} + A_{c2} \cdot x_{c2}}{x_{c1} + x_{c2}}. \quad (5)$$

С учетом (3) получается

$$x_c = d_1 - \frac{x(1 + \lambda_c + \lambda_c^2)}{3 \cdot (\lambda_c + 1)}. \quad (6)$$

Подставляя в (2) полученные значения (3) и (6), S_c определяют как

$$S_c = 0,5 \cdot x \cdot b \times \left[d_1 \cdot (1 + \lambda_c) - \frac{1}{3} \cdot x \cdot (1 + \lambda_c + \lambda_c^2) \right]. \quad (7)$$

Таким образом, преобразовывая (1) с учетом (7),

$$M_{sd} \leq M_{Rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot x \cdot b \times \left[d_1 \cdot (1 + \lambda_c) - \frac{1}{3} \cdot x \cdot (1 + \lambda_c + \lambda_c^2) \right] + \sigma_{sc1} \cdot A_{sc1} \cdot (d_1 - c'_1). \quad (8)$$

Высота сжатой зоны x определяется из равенства (см. рис. 3)

$$f_{yd,st1} \cdot A_{st1} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{cc} + \sigma_{sc1} \cdot A_{sc1}. \quad (9)$$

Напряжения в сжатой арматуре

$$\sigma_{sc1} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_1)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}. \quad (10)$$

$$\alpha_m = \frac{E_s}{E_{cm}}, \quad (11)$$

где E_s – модуль упругости арматуры; E_{cm} – модуль упругости бетона.

Подставляя (3), (10) и (11) в (9),

$$f_{yd,st1} \cdot A_{st1} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot x \cdot b \times (1 + \lambda_c) + \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_1)}{(1 - \lambda_c) \cdot x} \cdot A_{sc1}, \quad (12)$$

преобразовав равенство (12),

$$\alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2) \cdot x^2 + [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{sc1} - f_{yd,st1} \cdot A_{st1} \cdot (1 - \lambda_c)] \times x - [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_1 \cdot A_{sc1}] = 0. \quad (13)$$

Уравнение (13) представляет собой квадратное уравнение, при его решении находится искомая величина сжатой зоны x . Для решения квадратного уравнения (13) определяются постоянные и составляется система уравнений:

$$\begin{cases} a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0; \\ a = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2); \\ b = [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{sc1} - f_{yd,st1} \cdot A_{st1} \cdot (1 - \lambda_c)]; \\ c = -[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot c'_1 \cdot A_{sc1}]. \end{cases} \quad (14)$$

При этом должно выполняться условие $\sigma_{sc1} \leq f_{yd,sc1}$, в противном случае проверка прочности производится из условия (1) с учетом замены σ_{sc1} на $f_{yd,sc1}$. Тогда

$$x = \frac{f_{yd,st1} \cdot A_{st1} - f_{yd,sc1} \cdot A_{sc1}}{0,5(1 + \lambda_c) \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot b}. \quad (15)$$

Таким образом происходит расчет по несущей способности поперечных нормальных сечений, находящихся поперек плиты, с расположением сжатой зоны в верхней части расчетного сечения. Фрагмент такого сечения шестиугольной дорожной плиты с армированием представлен на рис. 5.

Из-за нетиповой конфигурации конструкции шестиугольной дорожной плиты были рассмотрены восемь наиболее характерных нормальных сечений (рис. 6).

Учитывая реальное армирование и расположение сжатой зоны, выделяют четыре типа нормальных сечений, подлежащих рассмотрению.

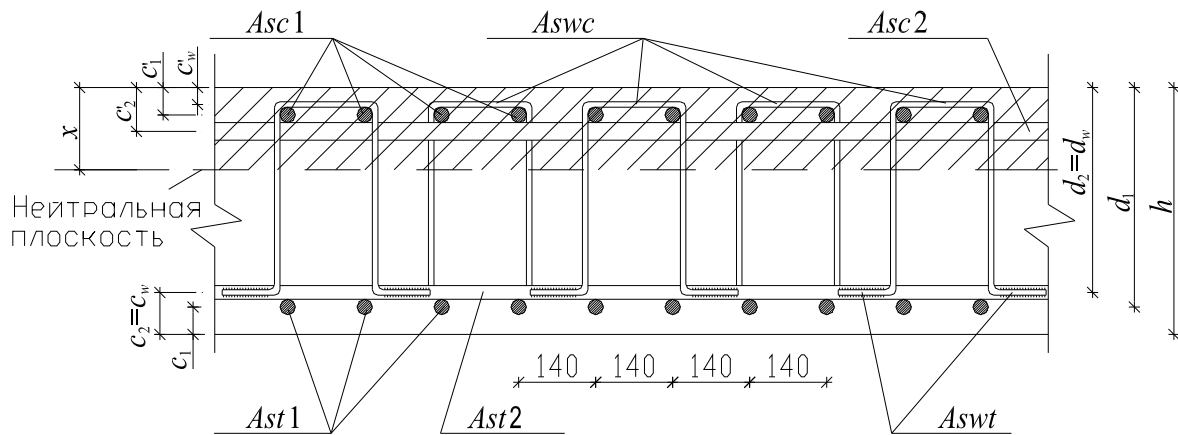


Рис. 5. Фрагмент поперечного армирования шестиугольной железобетонной плиты с расположением сжатой зоны в верхней части сечения (сечения 1-1 и 2-2)

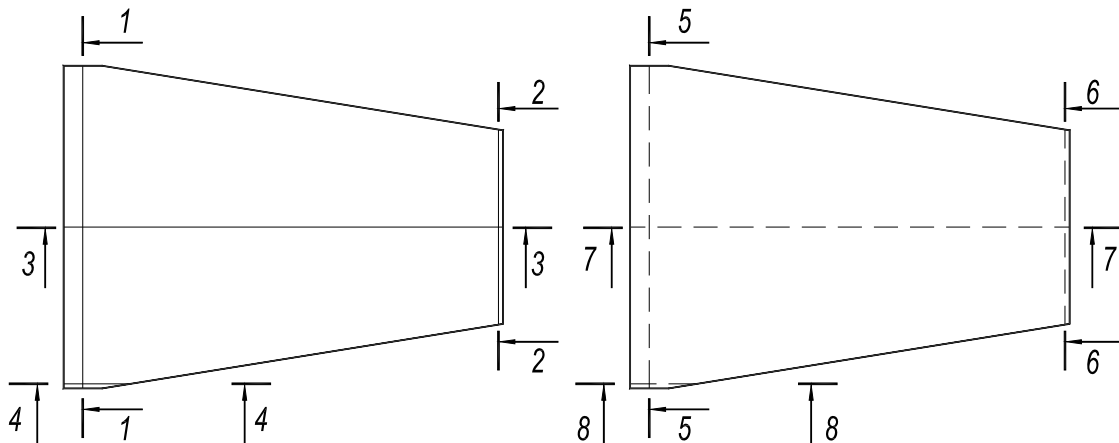


Рис. 6. Расположение расчетных нормальных сечений: а – сжатая зона находится в верхней части; б – сжатая зона находится в нижней части

К **первому типу** относятся поперечные сечения 1-1 и 2-2 (см. рис. 6), рассмотренные выше, с характерным армированием и расположением сжатой зоны в верхней части сечения (см. рис. 5). Ко второму типу относятся продольные сечения 3-3 и 4-4 (см. рис. 6) с характерным армированием и расположением сжатой зоны в верхней части сечения (рис. 7).

К **третьему типу** относятся поперечные сечения 5-5 и 6-6 (см. рис. 6) с характерным армированием и расположением сжатой зоны в нижней части сечения.

К **четвертому типу** относятся продольные сечения 7-7 и 8-8 (см. рис. 6) с характерным армированием и расположением сжатой зоны в нижней части сечения.

Для **второго типа сечений** условие прочности аналогично условию (1) с учетом реального армирования (рис. 7 и 8):

$$M_{Sd} \leq M_{Rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot S_c + \sigma_{sc2} \cdot A_{sc2} \cdot (d_2 - c'_2) + \sigma_{swc} \cdot A_{swc} \cdot (d_w - c'_w). \quad (16)$$

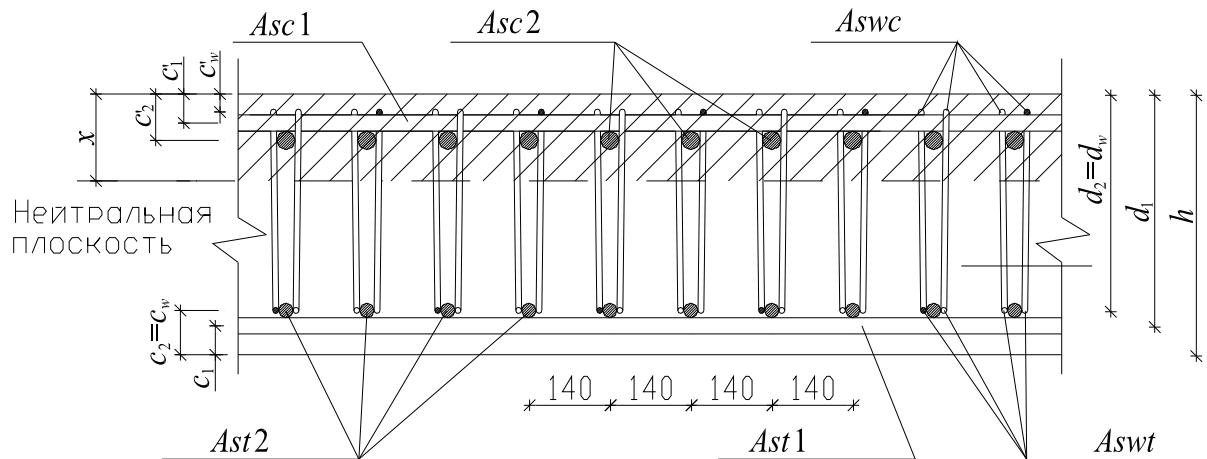


Рис. 7. Фрагмент продольного армирования шестиугольной железобетонной плиты с расположением сжатой зоны в верхней части сечения (сечения 3-3 и 4-4)

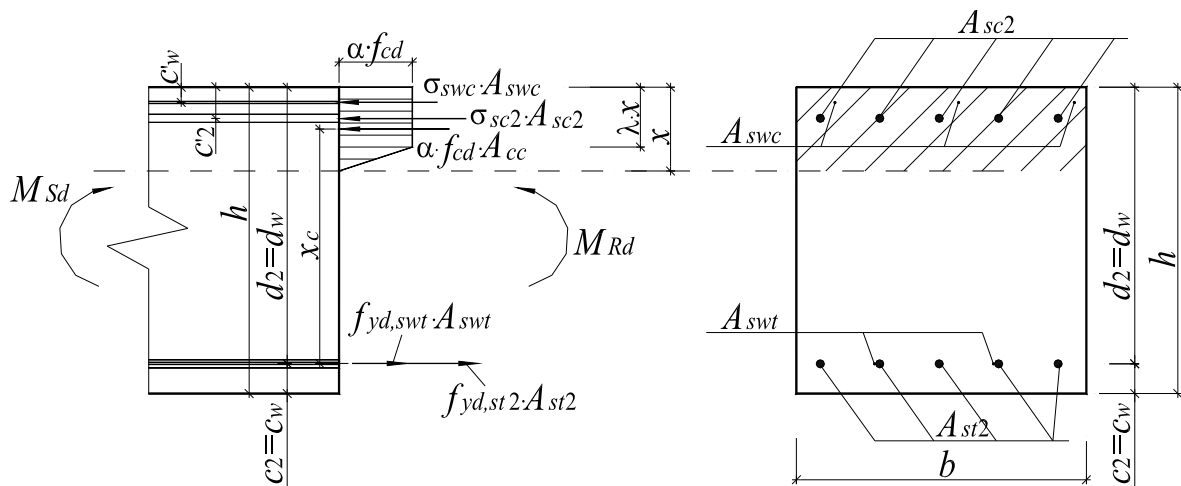


Рис. 8. К расчету прочности нормальных сечений второго типа

После преобразований аналогично (8)

$$M_{sd} \leq M_{rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot x \cdot b \times \\ \times \left[d_{2(w)} \cdot (1 + \lambda_c) - \frac{1}{3} \cdot x \cdot (1 + \lambda_c + \lambda_c^2) \right] + \\ + \sigma_{sc2} \cdot A_{sc2} \cdot (d_2 - c'_2) + \sigma_{swc} \cdot A_{swc} \cdot (d_w - c'_w). \quad (17)$$

Высота сжатой зоны x определяется из равенства (см. рис. 8)

$$f_{yd, st2} \cdot A_{st2} + f_{yd, swt} \cdot A_{swt} = \\ = \alpha \cdot f_{cd} \cdot A_{cc} + \sigma_{sc2} \cdot A_{sc2} + \sigma_{swc} \cdot A_{swc}. \quad (18)$$

Напряжения в сжатой арматуре определяются как

$$\begin{cases} \sigma_{sc2} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_2)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}; \\ \sigma_{swc} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_w)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}. \end{cases} \quad (19)$$

Преобразовывая (18) с учетом (19) и упрощая, получают квадратное уравнение:

$$\begin{aligned} & \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2) \cdot x^2 + \\ & + [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (A_{sc2} + A_{swc}) - \\ & - (f_{yd,st2} \cdot A_{st2} + f_{yd,swt} \cdot A_{swt})] \times \\ & \times (1 - \lambda_c) \cdot x - [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \times \\ & \times (c'_2 \cdot A_{sc2} + c'_w \cdot A_{swc})] = 0. \quad (20) \end{aligned}$$

Для решения квадратного уравнения (20) определяются постоянные и составляется система уравнений:

$$\begin{cases} a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0; \\ a = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2); \\ b = [\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (A_{sc2} + A_{swc}) - \\ - (f_{yd,st2} \cdot A_{st2} + f_{yd,swt} \cdot A_{swt}) \cdot (1 - \lambda_c)]; \\ c = -[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (c'_2 \cdot A_{sc2} + c'_w \cdot A_{swc})]. \end{cases} \quad (21)$$

При этом должны выполняться условия $\sigma_{sc2} \leq f_{yd,sc2}$ и (или) $\sigma_{swc} \leq f_{yd,swc}$, в противном случае проверка прочности производится из условия (16) с учетом замены соответственно σ_{sc2} на $f_{yd,sc2}$ и (или) σ_{swc} на $f_{yd,swc}$.

Для третьего типа сечений проверка прочности нормальных сечений происходит точно по условиям, характерным для сечений первого типа, т. к. армирование данных сечений симметрично (рис. 9).

Для четвертого типа сечений условие прочности с учетом реального армирования (рис. 10) аналогично (16).

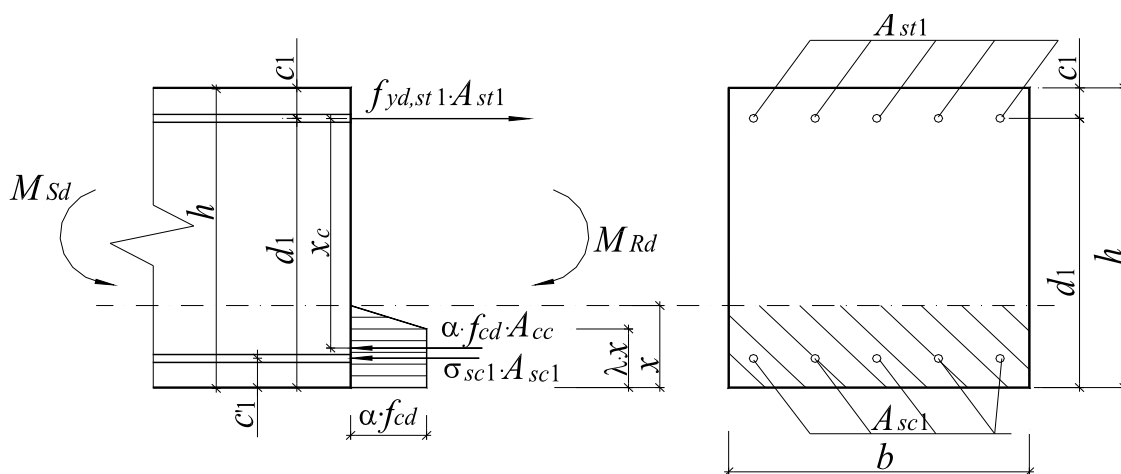


Рис. 9. К расчету прочности нормальных сечений третьего типа

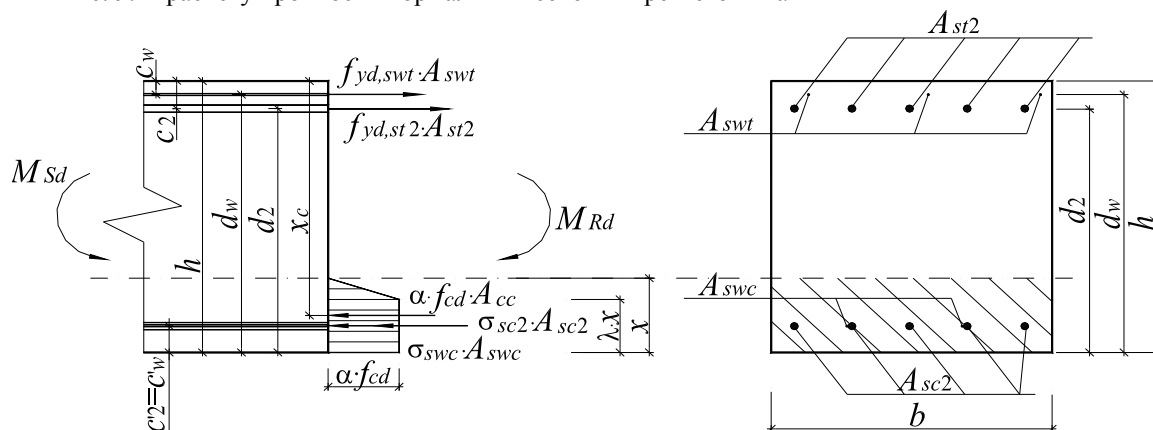


Рис. 10. К расчету прочности нормальных сечений четвертого типа

Высота центра тяжести сечения определяется по формуле, аналогичной (5) и (6):

$$x_c = d_{red} - \frac{x(1 + \lambda_c + \lambda_c^2)}{3 \cdot (\lambda_c + 1)}, \quad (22)$$

где d_{red} – приведенная рабочая высота сечения.

Приведенная рабочая высота сечения d_{red} определяется следующим образом:

$$d_{red} = \frac{d_2 \cdot f_{yd,st2} \cdot A_{st2} + d_w \cdot f_{yd,swt} \cdot A_{swt}}{f_{yd,st2} \cdot A_{st2} + f_{yd,swt} \cdot A_{swt}}, \quad (23)$$

где d_2, d_w – рабочие высоты соответствующих растянутых арматурных стержней; $f_{yd,st2}, f_{yd,swt}$ – расчетные сопротивления соответствующих растянутых арматурных стержней; A_{st2}, A_{swt} – площади сечений соответствующих растянутых арматурных стержней.

Преобразовывая условие прочности с учетом (22) и (23), получают

$$\begin{aligned} M_{Sd} \leq M_{Rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot x \cdot b \times \\ \times \left[d_{red} \cdot (1 + \lambda_c) - \frac{1}{3} \cdot x \cdot (1 + \lambda_c + \lambda_c^2) \right] + \\ + \sigma_{sc2} \cdot A_{sc2} \cdot (d_2 - c'_2) + \\ + \sigma_{swc} \cdot A_{swc} \cdot (d_w - c'_w). \end{aligned} \quad (24)$$

Дальнейшая проверка прочности нормальных сечений четвертого типа происходит по условиям, характерным для сечений второго типа.

Заключение

Рассматривая четыре типа прямоугольных сечений при определении прочности нормальных сечений дорожной железобетонной плиты с учетом билинейной эпюры напряжений сжатого бетона, можно выделить общее решение для любого нормального сечения плиты к продольной и поперечной осям конструкции, включая двухуровневое

размещение арматурных стержней (сеток) при допуске – размещение сжатой арматуры в сжатой зоне, т. е. $c'_i < x$ и $\sigma_{sc,i} \leq f_{yd,sc,i}$ (напряжения меньше расчетного сопротивления), а также размещение растянутой арматуры в растянутой зоне, т. е. $d_i > x$ и $\sigma_{st,i} = f_{yd,st,i}$ (напряжения равны расчетному сопротивлению (полное использование арматуры растянутой зоны)). Учтена возможность размещения сжатых и растянутых стержней в нескольких уровнях.

Проверка прочности нормальных сечений с расположением сжатой зоны в верхней части сечения (рис. 11) производится по условию

$$\begin{aligned} M_{Sd} \leq M_{Rd} = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot x \cdot b \times \\ \times \left[d_{red} \cdot (1 + \lambda_c) - \frac{1}{3} \cdot x \cdot (1 + \lambda_c + \lambda_c^2) \right] + \\ + \sum_{i=1}^n \sigma_{sc,i} \cdot A_{sc,i} \cdot (d_i - c'_i), \end{aligned} \quad (25)$$

где d_{red} – приведенная рабочая высота сечения, принимаемая равной d_i при расположении растянутых арматурных стержней в одном уровне; при расположении растянутых арматурных стержней в разных уровнях

$$d_{red} = \frac{\sum_{i=1}^n d_i \cdot f_{yd,st,i} \cdot A_{st,i}}{\sum_{i=1}^n f_{yd,st,i} \cdot A_{st,i}}, \quad (26)$$

где d_i – рабочие высоты соответствующих растянутых арматурных стержней; $f_{yd,st,i}$ – расчетные сопротивления соответствующих растянутых арматурных стержней; $A_{st,i}$ – площади сечений соответствующих растянутых арматурных стержней.

Напряжения в сжатой арматуре

$$\sigma_{sc,i} = \frac{\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot (x - c'_i)}{(1 - \lambda_c) \cdot x}, \quad (27)$$

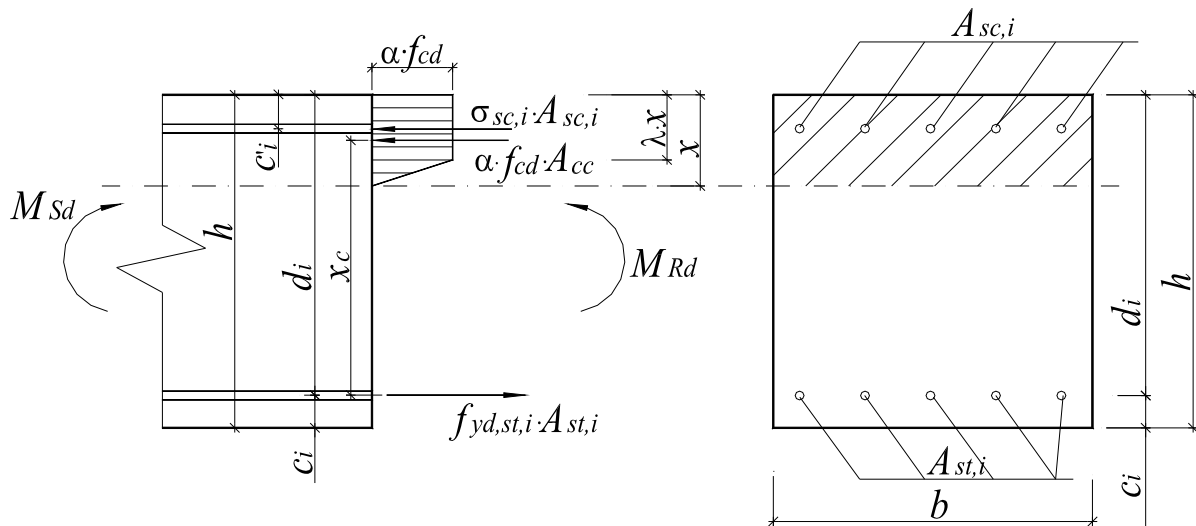


Рис. 11. К расчету прочности любых нормальных сечений плитных конструкций

Высота сжатой зоны x определяется решением системы уравнений:

$$\begin{cases} a \cdot x^2 + b \cdot x + c = 0; \\ a = \alpha \cdot f_{cd} \cdot 0,5 \cdot b \cdot (1 - \lambda_c^2); \\ b = \left[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot \sum_{i=1}^n A_{sci} - \right. \\ \left. - \sum_{i=1}^n (f_{yd,sti} \cdot A_{sti}) \cdot (1 - \lambda_c) \right]; \\ c = - \left[\alpha_m \cdot \alpha \cdot f_{cd} \cdot \sum_{i=1}^n (c'_i \cdot A_{sci}) \right]; \\ \lambda_c = 0,97 - 0,0077 f_{cd}; \\ \alpha_m = \frac{E_s}{E_{cm}}. \end{cases} \quad (28)$$

При расположении сжатой зоны в нижней части сечения расчет сечения производится по этим же уравнениям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНБ 5.03.01-02.** Бетонные и железобетонные конструкции. – Минск : М-во архитектуры и стр-ва Респ. Беларусь, 2003. – 139 с.
2. **Семенюк, С. Д.** Железобетонные пространственные фундаменты жилых и гражданских зданий на неравномерно деформируемом основании : монография / С. Д. Семенюк. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 269 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 25.02.2010

R. Z. Shutau

The bearing capacity of hexagonal reinforced concrete road slab of testing area Republican Unitary Production Enterprise BelAZ over normal sections

In this article determination of the bearing capacity of hexagonal reinforced concrete road slab of brake site of testing area of the Republican Unitary Production Enterprise BelAZ over normal sections is considered in the article. The calculation is over normal sections along long axis and transverse axis of the slab. The offered design procedure has been executed on the basis of the carried out experimental and theoretical researches with taking into account bilinear voltage waveform in concrete.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 620.179.14

А. В. Шилов, В. А. Новиков, д-р техн. наук, проф., А. В. Кушнер**КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ИНДИКАТОРНЫХ РИСУНКОВ ДЕФЕКТОВ ПРИ ВИЗУАЛИЗАЦИИ ИХ ПОЛЕЙ НА МАГНИТНОЙ ПЛЕНКЕ**

Установлена зависимость численных значений интенсивности составляющих цвета (RGB) изображения пленки, визуализирующей магнитное поле, от ее предварительной подготовки и напряженности поля. Рассмотрены вопросы количественной оценки индикаторных рисунков дефектов различного типа и вида при визуализации их полей на магнитной пленке.

При магнитографическом методе контроля с визуализацией магнитных полей дефектов на пленке наблюдают индикаторные рисунки несплошностей ферромагнитных объектов, обусловленные их полями рассеяния. По появлению индикаторных рисунков на магнитной пленке можно установить наличие дефектов в изделии, однако сложно количественно оценить их параметры [1, 2]. Настоящая работа является развитием [1] и посвящена исследованию влияния предварительной подготовки магнитной пленки, параметров несплошностей и условий контроля на количественные характеристики индикаторных рисунков дефектов. Это позволит в конечном итоге судить о глубине залегания несплошностей и об их параметрах.

Известно, что пленка под действием составляющей поля, направленной нормально ее поверхности, приобретает темные тона, а под влиянием составляющей поля, направленной параллельно, – становится светлой. В исходном состоянии ферромагнитные частицы в пленке ориентированы хаотически. Такую пленку в дальнейшем будем называть восстановленной.

Для исследования зависимости численных значений интенсивности составляющих цвета полученного изображения пленки от напряженности действующей на нее *нормальной* со-

ставляющей магнитного поля пленку помещали в узкую щель между концентраторами магнитной индукции, прикрепленными к полюсам электромагнита, намагничивали ее, измеряя при этом напряженность магнитного поля в щели вблизи пленки с помощью прибора ИОН-3, а затем полученное на ней изображение считывали при помощи сканера. Сканированное изображение сохраняли в файл, в каждом пикселе которого значения интенсивности трех цветов (RGB) могут изменяться от 0 до 255. Из полученного файла попиксельно считывали значения интенсивности синего, зеленого и красного цвета, экспортировали их в Excel и усредняли результаты измерений по длине и по ширине пленки. Так были получены средние численные значения интенсивности для трех цветов (в процентах от максимальных) в зависимости от напряженности поля, направленного нормально поверхности пленки (рис. 1).

Из рис. 1 следует, что наибольшие значения интенсивности наблюдаются для составляющей зеленого цвета. Интенсивность для зеленой и синей составляющих уменьшается при намагничивании пленки полем напряженностью до 500 А/см, а затем стабилизируется. Для составляющей красного цвета интенсивность вначале уменьшается, затем возрастает и остается практически на одном

уровне в диапазоне напряженности намагничивающего поля 200...1250 А/см.

Чтобы исследовать зависимости численных значений интенсивности составляющих цвета изображения пленки от напряженности действующей на нее *тангенциальной* составляющей магнит-

ного поля, использовали бесконечно длинный соленоид, в который помещали предварительно подготовленную пленку (затемненную в результате намагничивания перпендикулярно поверхности при напряженности поля 135 А/см).

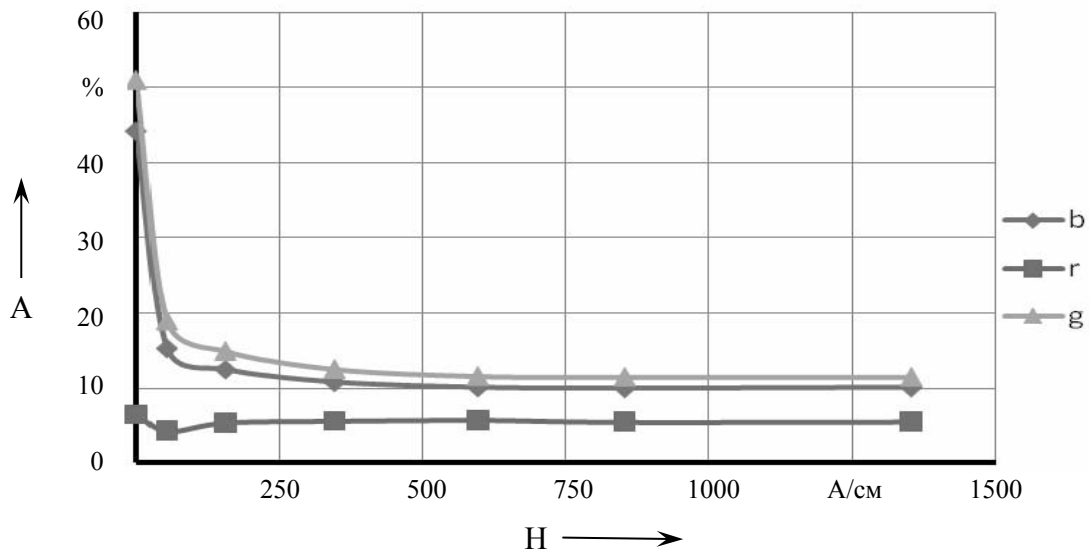


Рис. 1. Зависимость численных значений интенсивности составляющих зеленого (g), синего (b) и красного (r) цвета изображения предварительно восстановленной, а затем намагниченной (перпендикулярно поверхности) пленки от напряженности намагничивающего поля

Напряженность постоянного поля, направленного параллельно поверхности пленки, определяли при помощи измерителя магнитных полей ИМП-1. Изменившую окраску пленку сканировали, а полученные результаты обрабатывали, как в предыдущем эксперименте. Были построены графики зависимостей усредненных значений интенсивности для трех составляющих цвета изображения пленки от напряженности поля, направленного параллельно ее поверхности (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что численные значения интенсивности составляющих зеленого и синего цвета монотонно возрастают до напряженности тангенциального поля 200 А/см, если пленка предварительно была намагничена перпендикулярно поверхности полем напряженностью 135 А/см. Значения интенсивности составляющей красного

цвета изменяются незначительно.

Для исследования влияния параметров несплошностей и условий контроля на количественные характеристики индикаторных рисунков использовали образцы из стали Ст3 размерами 190×80×8 мм. Дефекты сплошности имитировали фрезерованием канавок шириной 0,8 мм, глубиной от 0,5 до 3 мм с шагом 0,5 мм. В ходе экспериментов образец вместе с уложенной на его поверхность пленкой намагничивали тангенциально с помощью электромагнита с П-образным сердечником (сечение полюса 125×25 мм, число витков обмоточного медного провода диаметром 1,32 мм – 450). В приложенном поле на пленке проступали индикаторные рисунки дефектов. Пленку снимали с образца, а полученное на ней изображение сканировали в двух взаимно-перпендикулярных направлениях: вдоль и поперек индикатора.

торного рисунка протяженного дефекта.

Из полученного изображения (рис. 3, а) попиксельно считывали значе-

ния интенсивности для трех составляющих (RGB) цвета.

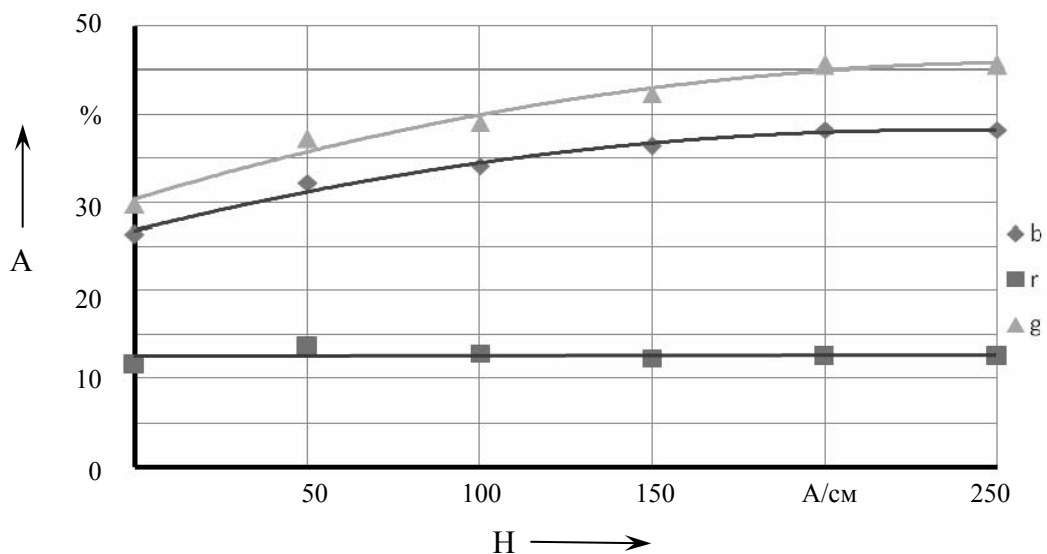


Рис. 2. Зависимость численных значений интенсивности составляющих синего (b), красного (r) и зеленого (g) цвета изображения пленки, предварительно намагниченной перпендикулярно поверхности полем напряженностью 135 А/см, от напряженности поля, намагничивающего пленку параллельно ее поверхности

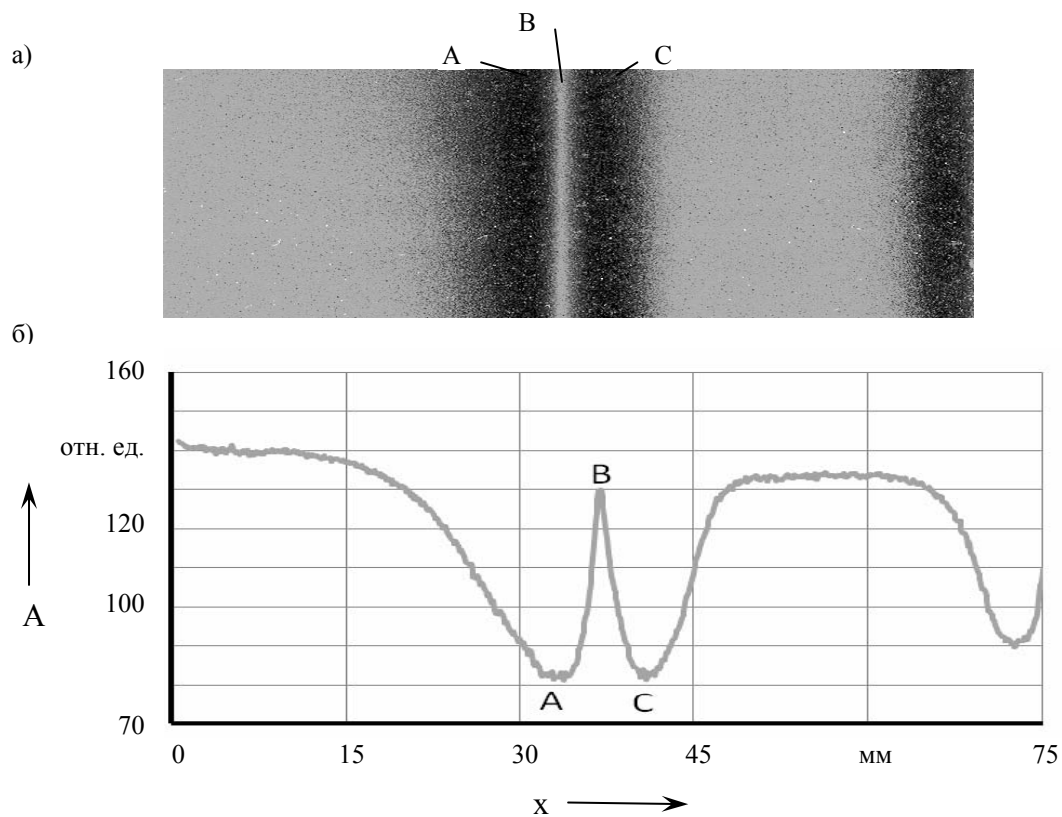


Рис. 3. Изображение индикаторного рисунка дефекта (а) и полученной кривой (б) в результате усреднения значений интенсивности составляющей зеленого цвета при намагничивании образца толщиной 6 мм с дефектом внутренней поверхности шириной 1,5 мм и глубиной 3 мм

Затем строили графики зависимостей распределения по ширине пленки усредненных по длине значений интенсивности (рис. 3, б). Наибольшие значения интенсивности наблюдали для составляющей зеленого цвета, которая и была выбрана для проведения дальнейших исследований. Характер изменения

интенсивности на рис. 3, б имеет вид колоколообразной кривой.

Для различных режимов намагничивания были получены зависимости размахов кривой распределения усредненных по длине пленки значений интенсивности A_{AB} и A_{BC} от глубины дефекта внутренней поверхности (рис. 4).

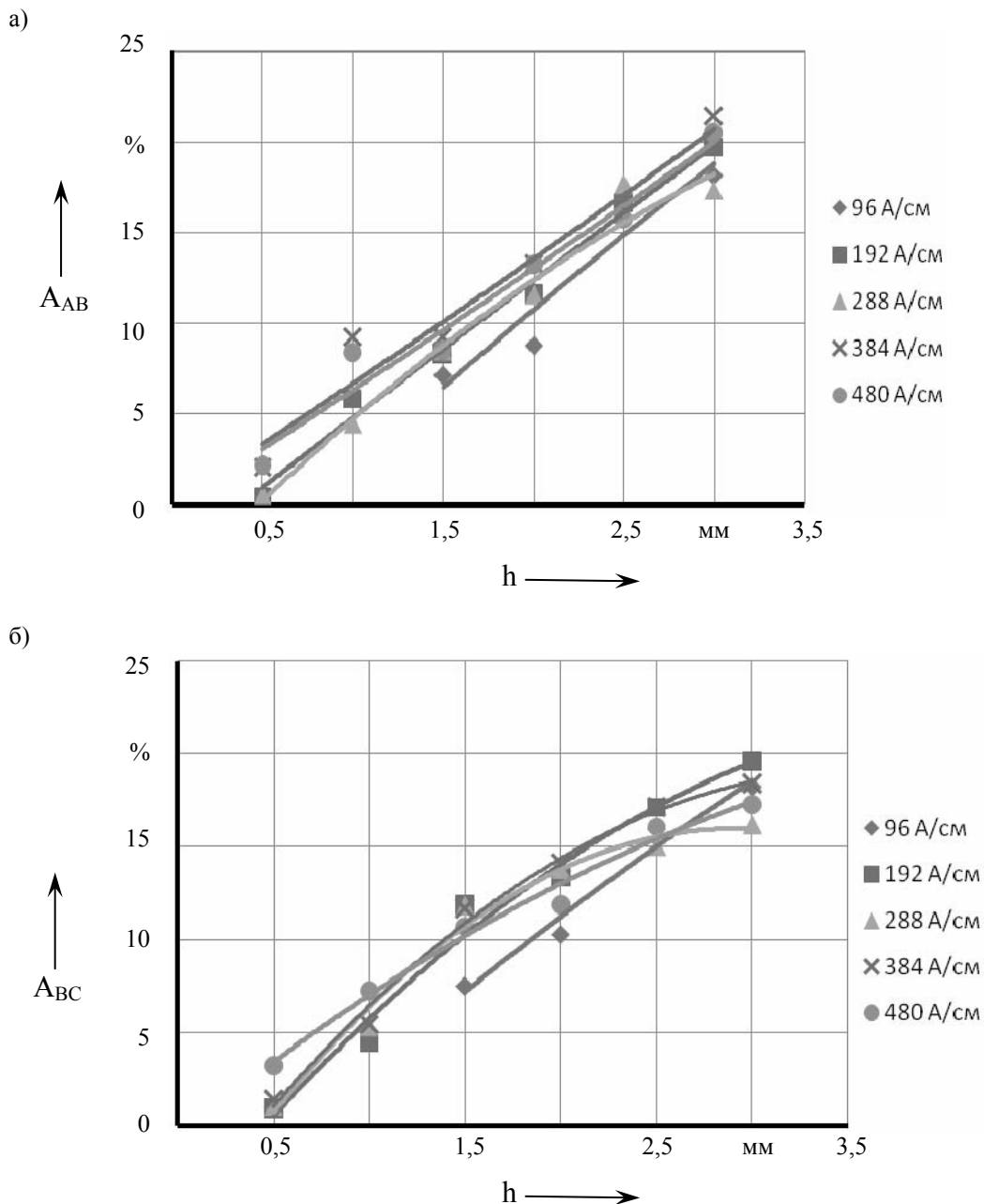


Рис. 4. Зависимость размахов A_{AB} (а) и A_{BC} (б) кривой распределения усредненных по длине пленки значений интенсивности, полученных для различных режимов намагничивания: 96; 192; 288; 384; 480 А/см, от глубины дефекта внутренней поверхности пластины при сканировании полученного на пленке изображения вдоль дефекта

Из рис. 4 следует, что при сканировании пленки вдоль индикаторного рисунка происходит практически линейный рост размахов кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета, обусловленной дефектом, с увеличением его глубины при всех исследованных режимах намагничивания. В случае сканирования пленки поперек индикаторного рисунка (рис. 5) линейный рост размаха кривой, обу-

словленной несплошностью, наблюдается только при режимах намагничивания более 192 А/см.

На рис. 6 приведен вид кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности для дефектов различной глубины, расположенных на внутренней поверхности пластины по отношению к индикаторной пленке, при намагничивании образца из стали Ст3 толщиной 8 мм (напряженность поля 480 А/см).

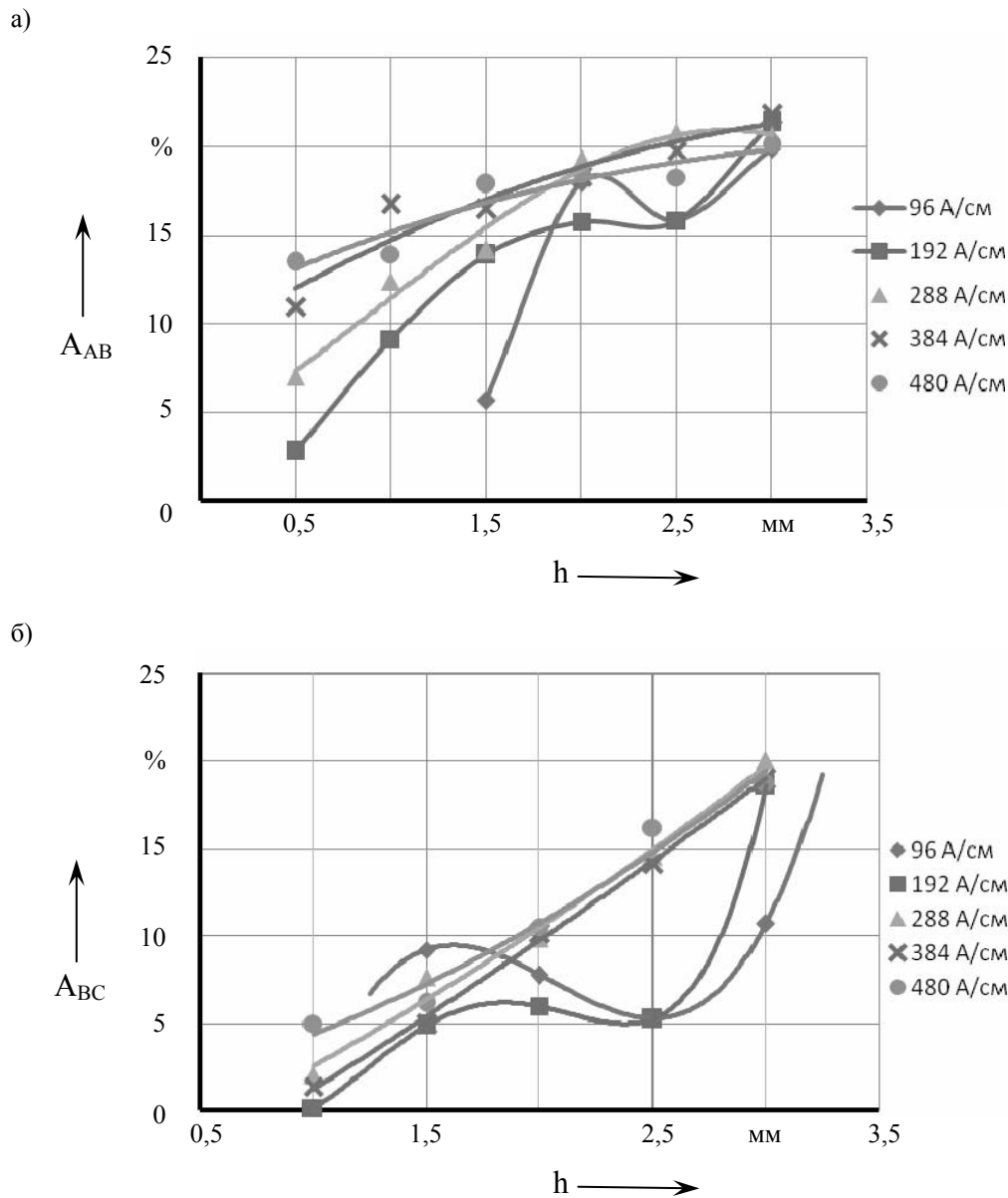


Рис. 5. Зависимость размахов A_{AB} (а) и A_{BC} (б) кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности, полученных для различных режимов намагничивания: 96; 192; 288; 384; 480 А/см, от глубины дефекта внутренней поверхности при сканировании поперек дефекта

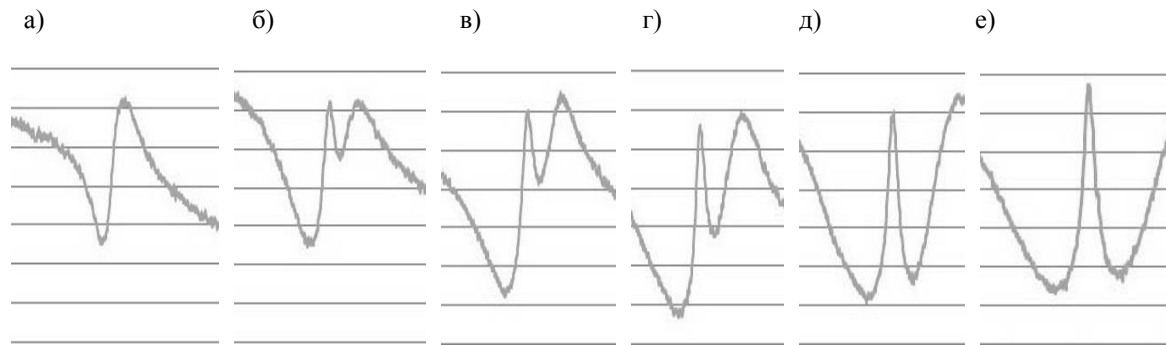


Рис. 6. Изображения на экране монитора компьютера кривой распределения усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета от дефектов внутренней поверхности пластины при сканировании пленки поперек индикаторного рисунка дефекта с увеличением глубины дефектов от 0,5 до 3 мм (режим намагничивания 480 А/см): а – глубина дефекта 0,5 мм; б – 1 мм; в – 1,5 мм; г – 2 мм; д – 2,5 мм; е – 3 мм

Из рис. 6 видно, что при увеличении глубины дефекта кривая распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности меняет форму, переходя из двуполярного в однополярный вид.

Аналогичные изменения кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности при постоянной глубине дефекта происходят и с увеличением режима намагничивания (рис. 7).

Влияние ширины дефекта внутренней поверхности на размах кривой

распределения усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета для различных режимов намагничивания иллюстрируется на рис. 8. Из рисунка видно, что с увеличением ширины несплошности внутренней поверхности размах кривой, обусловленной дефектом, при намагничивании объекта полем высокой напряженности вначале возрастает, а затем убывает. При намагничивании объекта полем низкой напряженности с ростом ширины несплошности зависимость принимает седлообразную форму.

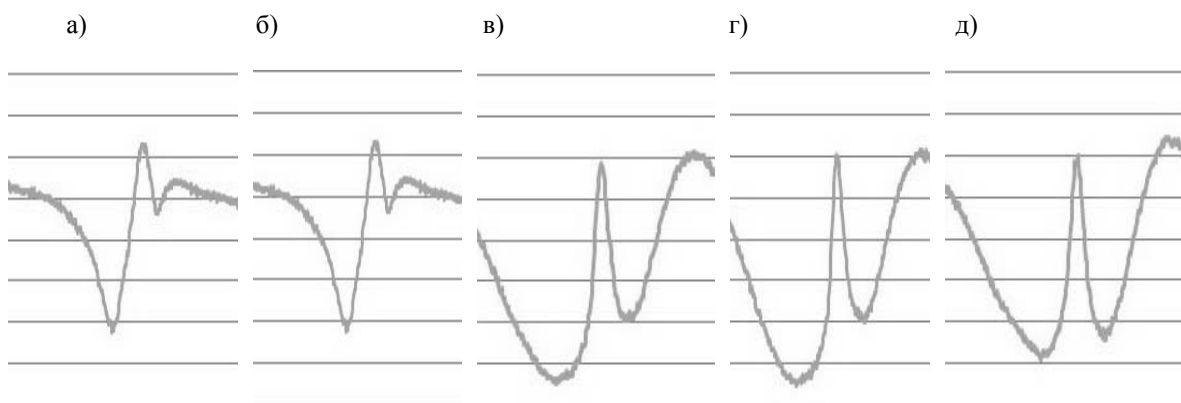


Рис. 7. Изображения кривой распределения усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета от дефекта внутренней поверхности при сканировании поперек индикаторного рисунка дефекта на пленке и глубине дефекта 2,5 мм; режим намагничивания: а – 32 А/см; б – 98 А/см; в – 192 А/см; г – 320 А/см; д – 480 А/см

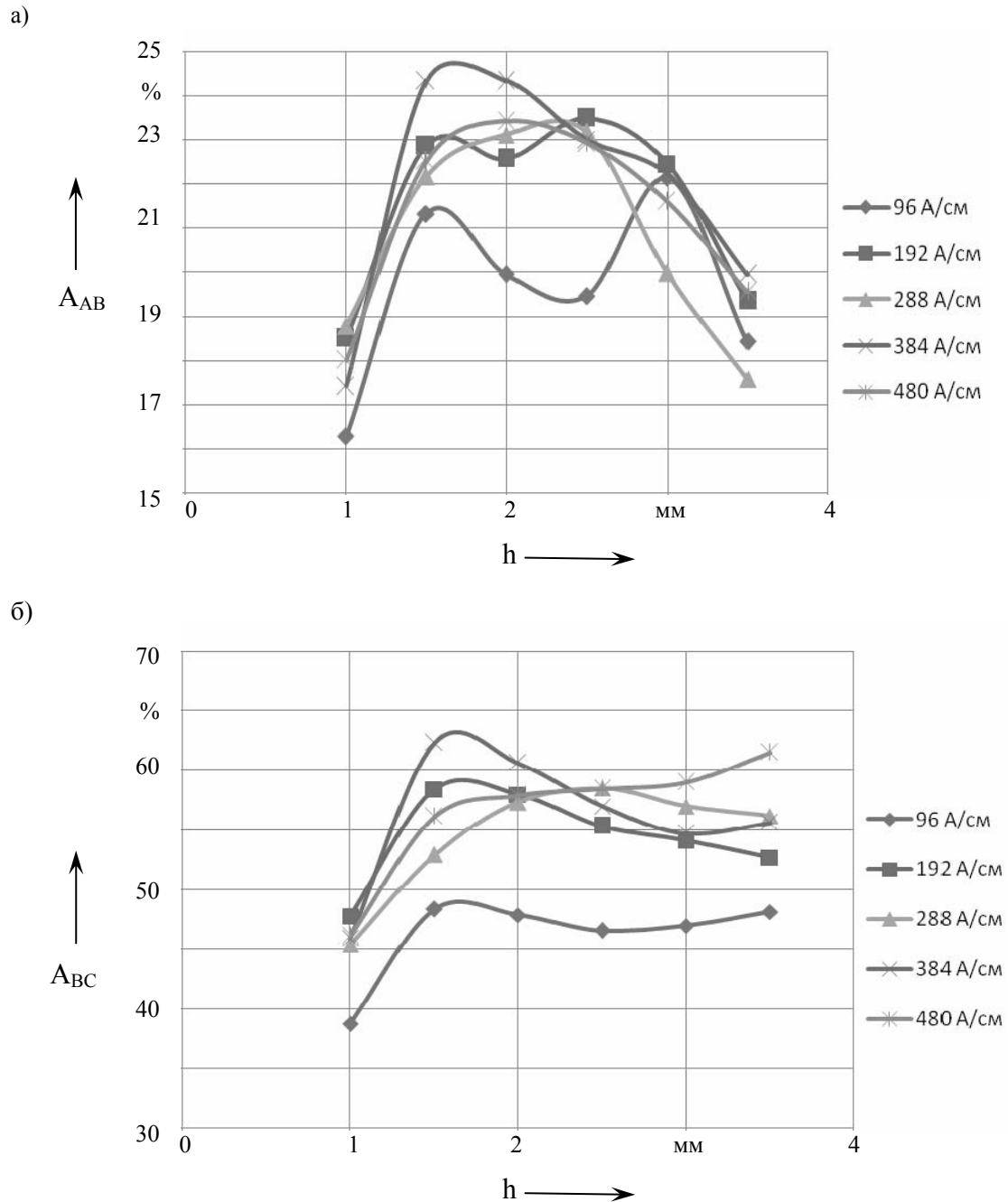


Рис. 8. Зависимость размахов кривой распределения усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета от ширины дефекта внутренней поверхности при сканировании поперек индикаторного рисунка дефекта на пленке: а – $A_{AB} = f(h)$; б – $A_{BC} = f(h)$

Зависимости размахов кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета, обусловленной дефектом, от расстояния между объектом с дефектом внутренней поверхности и пленкой приведены на рис. 9. Из рисун-

ков видно, что крупные дефекты сплошности могут быть обнаружены и при расстоянии от объекта до магнитной ленты, равном 4 мм. Как следует из результатов экспериментальных исследований, при средних и сильных режимах намагничивания происходит прак-

тически линейное уменьшение размаха кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивно-

сти независимо от направления сканирования записи с пленки.

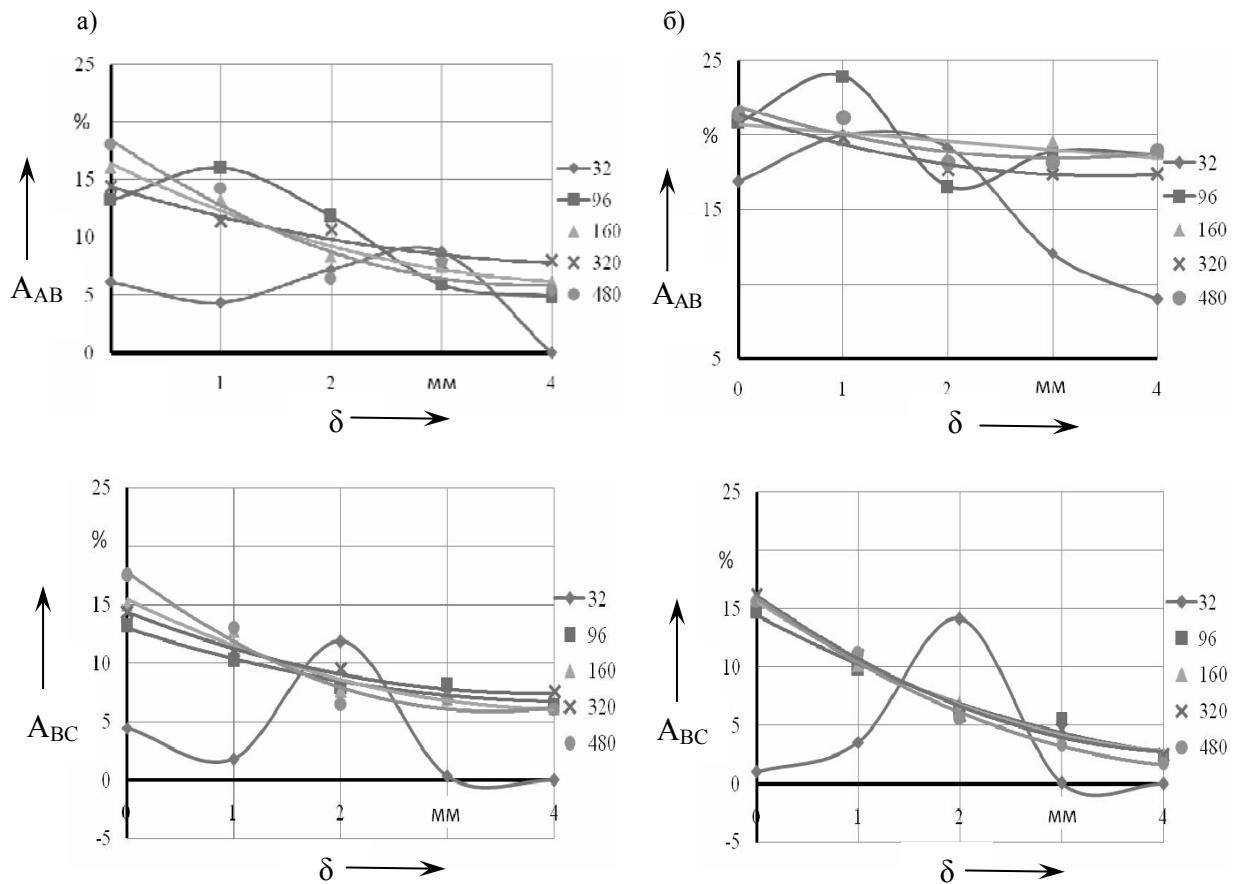


Рис. 9. Зависимость размахов A_{AB} и A_{BC} кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета от расстояния между объектом контроля с дефектом внутренней поверхности и пленкой: а – сканирование вдоль индикаторного рисунка дефекта; б – сканирование поперек индикаторного рисунка дефекта на пленке

Заключение

Установлено, что в результате сканирования изображения, полученного при намагничивании визуализирующей магнитные поля пленки, а затем считывания численных значений интенсивности для трех цветов (синего, зеленого и красного):

- интенсивность составляющих зеленого и синего цвета уменьшается при намагничивании пленки полем, перпендикулярным ее поверхности, напряженностью до 500 А/см, а затем стабилизируется. Для составляющей крас-

ного цвета интенсивность вначале уменьшается, затем возрастает и остается практически на одном уровне в диапазоне напряженности намагничивающего поля 200...1250 А/см;

- значения интенсивности составляющих зеленого и синего цвета монотонно возрастают до напряженности тангенциального поля 200 А/см, если пленка предварительно была намагничена перпендикулярно поверхности полем напряженностью 135 А/см. Значения интенсивности составляющей красного цвета изменяются незначительно;

– наибольшее численное значение интенсивности изображения предварительно восстановленной магнитной пленки наблюдается для составляющей зеленого цвета.

Для предварительно восстановленной магнитной пленки при тангенциальном намагничивании объекта:

– при сканировании пленки вдоль индикаторного рисунка происходит практически линейный рост размахов кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета, обусловленной дефектом, с увеличением его глубины при всех исследованных режимах намагничивания в диапазоне напряженностей полей от 96 до 480 А/см. В случае сканирования пленки поперек индикаторного рисунка линейный рост размаха кривой, обусловленной несплошностью, наблюдается при режимах намагничивания более 192 А/см;

– при увеличении глубины дефекта внутренней поверхности и с увеличением режима намагничивания кривая распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета меняет форму, переходя из двупольного вида в однополярный;

– с увеличением ширины несплошности внутренней поверхности размах кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивно-

сти составляющей зеленого цвета, обусловленной дефектом, при намагничивании объекта полем высокой напряженности вначале возрастает, а затем убывает; при намагничивании объекта полем низкой напряженности с ростом ширины несплошности кривая принимает седлообразную форму;

– при увеличении расстояния от объекта контроля с дефектом внутренней поверхности до пленки при средних и сильных режимах намагничивания происходит практически линейное уменьшение размаха кривой распределения по ширине пленки усредненных значений интенсивности составляющей зеленого цвета независимо от направления сканирования записи с пленки; крупные дефекты сплошности могут быть обнаружены и при расстоянии от объекта до магнитной пленки, равном 4 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Новиков, В. А. Визуализация полей дефектов ферромагнитных объектов с помощью магнитной пленки / В. А. Новиков, А. В. Шилов, А. В. Кушнер // Контроль. Диагностика. – 2010. – № 4. – С. 24–30.

2 Пат. 12939 ВУ, МКИ⁷ G 01 N 27/85. Способ магнитографического контроля изделий из ферромагнитных материалов / В. А. Новиков, А. В. Шилов, А. В. Кушнер. – № а20071411 ; заявл. 21.11.07; опубл. 28.02.10, Бюл. № 2. – 8 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.02.2010

A. V. Shilov, V. A. Novikov, A. V. Kushner
Quantitative assessment of indicator patterns
of defects at visualization of their fields on
the magnetic film

The dependence of the numerical values of the brightness of color of the magnetic film visualizing the field from its preliminary preparation and tension of the acting on it magnetizing field has been established. The problems of quantitative evaluation of indicator patterns of defects of various types and kinds at visualization of their fields on the tape are considered in the paper.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 504. 054; 504. 064

С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц., А. С. Галюжин, О. М. Лобикова

ПРОБЛЕМЫ ИЗМЕНЕНИЯ КЛИМАТА

Проведен анализ процессов, вызывающих нарастание парникового эффекта в биосфере нашей планеты. Показано, что в последние 150 лет наблюдается неуклонный рост содержания углекислого газа в атмосфере Земли и рост среднегодовой глобальной температуры приземных слоев атмосферы. Отмечено, что потепление климата планеты может привести к существенному подъему уровня Мирового океана и затоплению значительных площадей суши.

В результате деятельности человека за последние два века в биосфере Земли произошли и продолжают происходить существенные изменения, как правило, негативного характера. К ним относятся изменение климата в сторону потепления, разрушение озонового слоя, выпадение кислотных дождей, уменьшение биологического разнообразия флоры и фауны. Поэтому в мировом сообществе нарастает тревога за будущее цивилизации, предпринимаются активные попытки ограничения вредных выбросов. В этой связи в 1997 г. в японском городе Киото было подписано соглашение об уменьшении объема выбросов загрязнителей на 5,5 % по сравнению с показателями 1990 г., которое до сих пор не ратифицировано многими странами, в том числе и США.

Потепление климата большинство ученых климатологов связывает с парниковым эффектом (англ. «эффект гринхауз»). Более двух столетий человечество использует эффект повышения температуры в стеклянных парниках (теплицах, оранжереях). Сущность этого эффекта в следующем. Стекло, а в последние годы и используемая для этих целей полиэтиленовая пленка, свободно про-

пускают солнечные лучи в области видимой и ультрафиолетовой части спектра, но задерживают инфракрасные излучения с поверхности почвы парника. Этим достигается повышение температуры в парнике по сравнению с температурой окружающей среды.

Парниковый эффект в атмосфере Земли – это геофизическое явление, выражающееся в способности некоторых газов, называемых парниковыми, и водяного пара поглощать инфракрасное излучение (ИК-излучение).

ИК-излучение, поглощаемое парниковыми газами, делится на первичное и вторичное. **Первичное ИК-излучение** поступает в атмосферу Земли от Солнца. Около 47 % солнечной энергии поступает к нам в диапазоне видимого света, около 9 % – в диапазоне ультрафиолетового излучения, остальная часть – это инфракрасное излучение [1, с. 65–68].

Плотность потока солнечной энергии, поступающей к верхней границе атмосферы в виде электромагнитных колебаний, примерно равна $1,367 \cdot 10^3$ Дж/(м²·с) и называется **солнечной постоянной**. Годовые колебания величины солнечной постоянной, зависящие от изменения расстояния от Земли до Солнца, не-

велики и составляют $\pm 3,3$ %. Часть солнечного излучения отражается, рассеивается и уходит в космос. Отношение уходящей в космос отраженной и рассеянной солнечной радиации к общему количеству солнечной радиации, поступающей к верхней границе атмосферы, называется *альбедо Земли*. В целом альбедо Земли оценивается в 30 %, т. е. 30 % прямого солнечного излучения уходит обратно в космическое пространство (примерно 21,3 % – излучение, отраженное от поверхности Земли и облаков, 8,7 % – рассеянная радиация в атмосфере).

Земной поверхности достигает чуть более 38 % солнечной энергии (34 % идет на нагрев почвы и воды, а также превращается в химическую энергию в процессе фотосинтеза, 4 % отражается и уходит в мировое пространство).

Итак, с верхней границы атмосферы обратно в космическое пространство уходит 30 % поступающей от Солнца энергии, а почти 70 % расходуется на нагрев воздуха, почвы и воды, т. е. преобразуется в тепловую энергию. Как известно, нагретые тела являются источником инфракрасного излучения, которое через некоторое время покидает пределы атмосферы и уходит в космос. *Длинноволновое излучение (ИК-излучение) земной поверхности и атмосферы, уходящее в космос, называется уходящей радиацией* [1, с. 168–173]. Это и есть *вторичное ИК-излучение*.

Таким образом, примерно 34 % солнечной энергии, поступающей к верхней границе атмосферы Земли, поглощается поверхностью суши и океана, которые разогреваются и генерируют ИК-излучение. Большая часть этого излучения поглощается водяными парами и некоторыми парниковыми газами, а остальная – уходит в космос (рис. 1). К парниковым газам относят углекислый газ CO_2 , метан CH_4 , оксиды азота NO_x , тропосферный озон O_3 и хлорфторуглероды (фреоны).

Из-за наличия атмосферы, которая обеспечивает парниковый эффект, на нашей планете среднегодовая температура приземного слоя воздуха составляет примерно $14,6^\circ\text{C}$. По данным К. Я. Кондратьева, из-за парникового эффекта приращение температуры в приземном слое составляет $\Delta T = 33,2^\circ\text{C}$ со следующими вкладами газовых компонентов: пары H_2O – $20,6^\circ\text{C}$ (62,05 %), CO_2 – $7,2^\circ\text{C}$ (21,7 %), N_2O – $1,4^\circ\text{C}$ (4,22 %), CH_4 – $0,8^\circ\text{C}$ (2,41 %), O_3 – $2,4^\circ\text{C}$ (7,21 %), NH_4 + фреоны + CCl_4 + CF_4 + O_2 + N_2 – $0,8^\circ\text{C}$ (2,41 %) [2].

Итак, вклад углекислого газа в создание парникового эффекта достаточно весом – более 20 %. Поэтому даже несложные расчеты показывают, что повышение концентрации CO_2 в атмосфере на 20 % при неизменной концентрации других парниковых газов способно привести к повышению среднегодовой глобальной температуры до 1°C . Такие выводы подтверждены российскими и французскими учеными, которые провели анализы пузырьков воздуха ледяных кернов со станции Восток (Антарктида), имеющих возраст около 160 тыс. лет [3]. Была установлена достаточно тесная корреляция между среднегодовой температурой воздуха и концентрацией CO_2 и CH_4 . Так, в период минимума температуры в ледниковый период концентрация этих газов была $0,018 \dots 0,02$ и $3,5 \cdot 10^{-5}$ % соответственно. Для теплых периодов содержание CO_2 и CH_4 примерно составляло $0,028 \dots 0,03$ и $7 \cdot 10^{-5}$ % соответственно.

Вместе с тем причинно-следственная связь при этом достаточно четко не установлена. Исследование изменений среднегодовой температуры в Северном полушарии за последние 11 тыс. лет показало, что повышение содержания CO_2 в атмосфере может как предшествовать росту температуры (≈ 2700 г. до н. э.), так и отставать от него (≈ 1200 г.) [4]. Это говорит о многообразии факторов, влияющих на темпе-

ратуру в приземном слое атмосферы. Так, тропосферные сульфатные аэрозоли приводят к понижению температуры.

В соответствии с расчетами, выполненными под руководством М. И. Будыко [5], содержание углекислого газа в атмосфере на протяжении последних 570 млн лет из-за активной вулканической деятельности неоднократно резко

изменялось. В отдельные периоды процентное содержание CO_2 в воздухе возрастало до нескольких десятых процента, а в конце мелового периода – до 0,5 %. Это сопровождалось усилением парникового эффекта, повышением среднегодовой глобальной температуры и повышением влажности атмосферы.

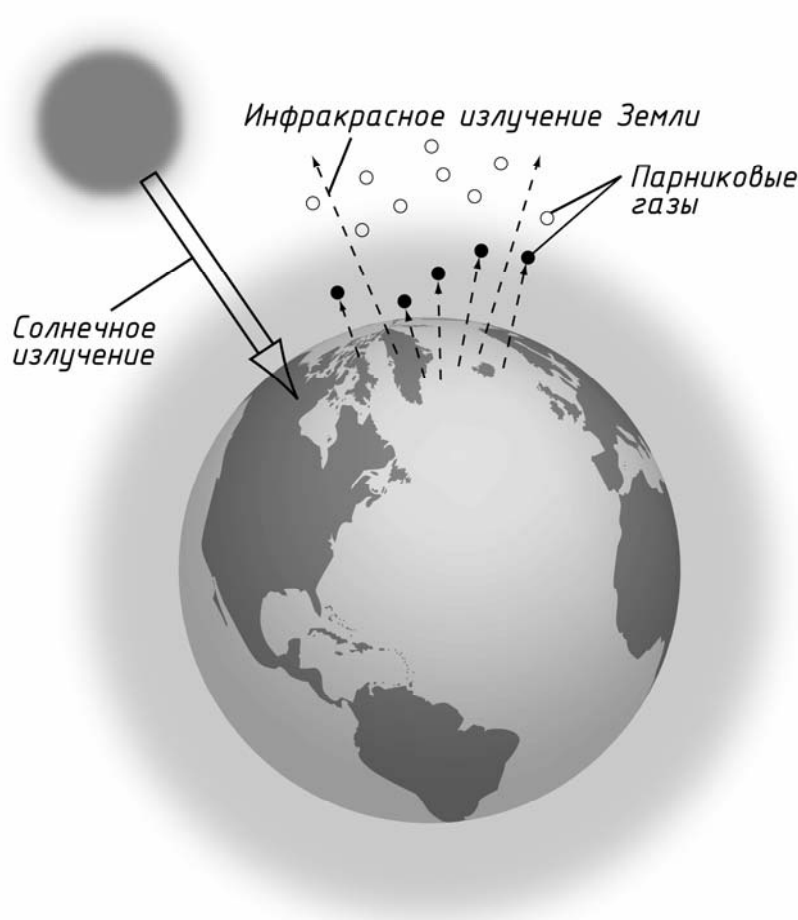


Рис. 1. Упрощенная схема парникового эффекта: $\circ, \bullet$ – молекулы парникового газа до и после поглощения инфракрасного излучения Земли соответственно

Эти изменения содержания CO_2 в атмосфере имели естественное происхождение. В течение XIX и XX вв. начался новый геодинамический процесс – процесс, при котором антропогенное влияние на состав атмосферного воздуха стало определяющим. В настоящее время

в год сжигается не менее 6 млрд т каменного и бурого угля, более 5 млрд т нефти, кроме того, в достаточно больших количествах сжигаются природный газ, горючий сланец, торф и дрова. При этом практически весь углерод, содержащийся в топливе, соединяется с ки-

слородом и образуется углекислый газ и, в значительно меньших количествах, угарный газ CO .

В период с 1 июля 1957 г. по 31 декабря 1958 г. был объявлен первый Международный геофизический год, в течение которого 67 стран на нашей планете проводили геофизические наблюдения и исследования по единой программе и методике. Тогда среднее глобальное содержание CO_2 составляло почти 0,03 % [6]. В настоящее время оно выросло до 0,037 %, т. е. рост составил более 23 %.

Экспериментальные исследования состава воздуха тропосферы в центральной части Евразии (район озера Иссык-Куль) показали неуклонный рост содержания в нем CO_2 (рис. 2). Так, за последние 20 лет прошлого столетия рост CO_2 в этом районе составил более 13 % [7, с. 27–28]. По данным Всемирной метеорологической организации (ВМО), примерно такими же темпами растет и средняя глобальная концентрация CO_2 (рис. 3, а).

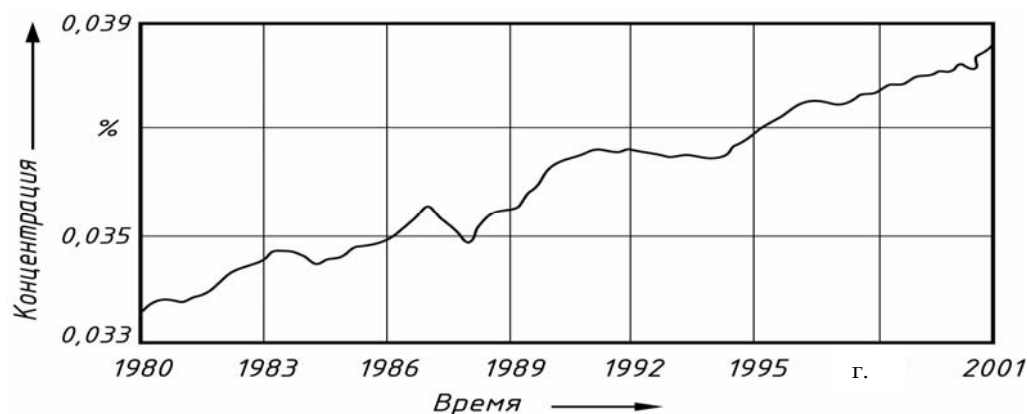


Рис. 2. Изменение содержания CO_2 в приземном слое воздуха центральной части Евразии

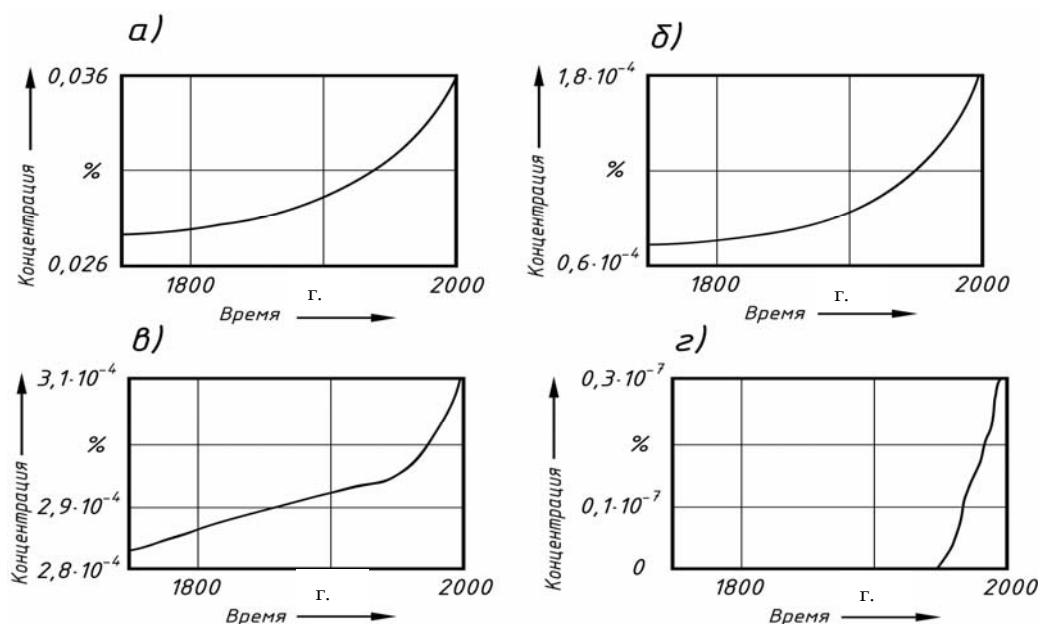


Рис. 3. Изменение концентрации парниковых газов в тропосфере Земли: а – CO_2 ; б – CH_4 ; в – NO_x ; г – фреоны

Неуклонно растет в атмосфере и содержание метана (рис. 3, б), оксидов азота и фреонов. Метан образуется при разложении органики без кислорода, попадает в атмосферу при разработке угольных месторождений, при добыче нефти, в случае аварий на газопроводах.

Значительный рост содержания оксидов азота NO_x в атмосфере во второй половине XX в. происходит из-за сжигания огромного количества топлива. За XIX и XX столетия рост содержания NO_x составил более 8 % (рис. 3, в).

Бурное развитие холодильной техники, производства аэрозолей и растворителей во второй половине XX в. привело к резкому увеличению объемного содержания фреонов (хлорфторуглеродов) в атмосфере. Так, во второй половине XX в. их содержание увеличилось в сотни раз и к концу века достигло $0,3 \cdot 10^{-7}$ % (рис. 3, г) [7, с. 6–8].

Как уже отмечалось, наибольший вклад в парниковый эффект вносит водяной пар. В атмосферу он попадает в основном за счет испарения с поверхности океана (86 %), а также при испарении с внутриматериковых водоемов, почв и транспирации (биологическом испарении). Среднее глобальное содержание водяного пара в атмосфере составляет около 2 г над каждым квадратным сантиметром поверхности Земли, что соответствует объемной доли 0,32 %, но локальные концентрации могут достаточно сильно колебаться в пространстве и времени. Экспериментальные исследования, проведенные в центре Евразии (район озера Иссык-Куль), показали, что с 1979 по 1999 гг. среднегодовое содержание водяного пара в атмосфере возросло на 21 % (рис. 4) [7, с. 25–26].

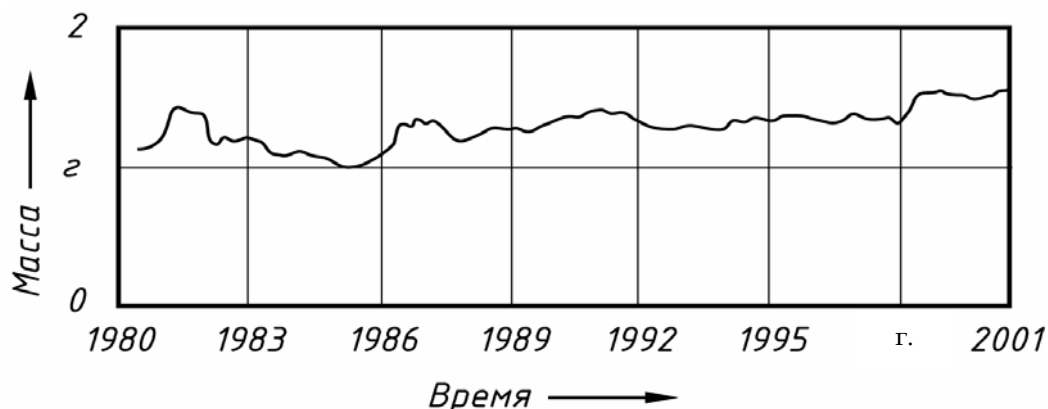


Рис. 4. Изменение содержания водяного пара в атмосфере центральной части Евразии над 1 см² поверхности почвы

В настоящее время климат нашей планеты близок к наиболее теплomu периоду голоцена, который был 5...7 тыс. лет назад. Тогда среднегодовая глобальная температура превышала такую же температуру XX в. на 1...2 °C [8]. Затем, как известно, началось похолодание (возможно, из-за затухания крупных вулканов и уменьшения выбросов CO_2 в

атмосферу).

За истекшее тысячелетие в Европе наблюдались значительные колебания температуры воздуха (рис. 5). В начале второго тысячелетия от рождения Христа началось потепление, продолжавшееся почти четыре века, а затем началось похолодание. Так, в 1601 г. ледостав на Москве-реке образовался

уже в середине августа. В конце XVII в. в Европе началось потепление, которое продолжается и до сих пор [8, с. 43–45].

По данным ВМО, начиная с 1900 г. наблюдается рост среднегодовой температуры в целом на нашей планете (рис. 6). В XX в. она выросла на $(0,6 \pm 0,2) ^\circ\text{C}$. Еще более значительные повышения

температуры наблюдаются в поверхностном слое вод Мирового океана. Съёмки, проведенные с помощью искусственных спутников Земли в декабре 1997 г., показали устойчивые температурные аномалии в водах Мирового океана и, особенно, в Северном Ледовитом океане и южных частях Тихого океана.

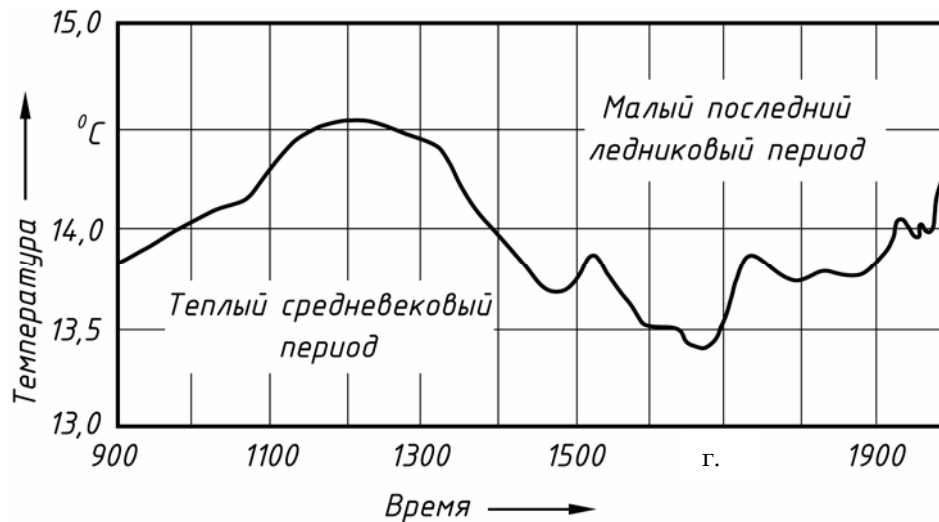


Рис. 5. Среднегодовые изменения температуры воздуха в Европе в прошлом тысячелетии

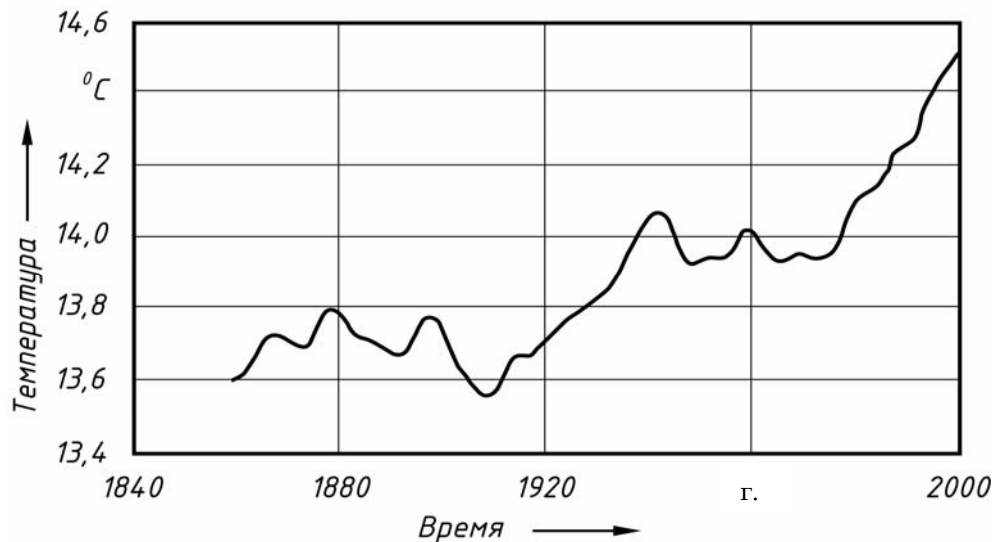


Рис. 6. Средняя глобальная температура воздуха на поверхности Земли за время инструментальных наблюдений

Эта проблема начала широко обсуждаться в научном мире. Для разработки прогнозов изменения морских берегов в 1988 г. ВМО и Программой ООН по окружающей среде была создана Межправительственная группа экспертов по изменению климата. Этой группой были разработаны вероятные сценарии изменения климата и уровня Мирового океана к концу XXI в. По их мнению, к концу этого столетия концентрация парниковых газов в атмосфере удвоится, что приведет к повышению среднегодовой глобальной температуры примерно на $1,4...5,8^{\circ}\text{C}$, а уровень океана к концу столетия поднимется на высоту $0,2...0,88$ м.

Группа российских ученых под руководством Р. К. Клиге (1998) подтвердила эти выводы. Они обобщили данные более 1000 уровневых станций и пришли к выводу, что в прошедшем столетии средний уровень океана повышался со скоростью, равной около $1,5$ мм/г.

Повышение уровня может произойти по следующим причинам. Во-первых, при повышении среднегодовой глобальной температуры на 2°C из-за термического расширения уровень Мирового океана поднимется на 10 см. Во-вторых, таяние всех малых ледников и ледниковых шапок на арктических островах (кроме Гренландии) может дать прибавку в $20...30$ см. И, наконец, превышение скорости таяния над скоростью аккумуляции ледниковых покровов Антарктиды и Гренландии может привести к повышению уровня еще на 10 см. При таком сценарии повышение уровня океана к концу XXI в. может достичь $0,5$ м. Однако при потеплении на $3...4^{\circ}\text{C}$ подъем уровня может достичь более 1 м [8].

При подъеме уровня Мирового океана на $1,5...2$ м под затопление попа-

дут значительные территории на всех континентах общей площадью до 5 млн км^2 , причем наиболее густонаселенные и плодородные. На них проживает почти 1 млрд человек и собирается около трети урожая важнейших продовольственных культур. Вынужденные переселения вглубь материков чреваты социальными потрясениями и военными конфликтами. Потепление климата также приведет к неустойчивости погоды, смещению границ природных зон, росту числа ураганов и смерчей, ускорению темпов вымирания представителей флоры и фауны. По всей вероятности, при этом обострится продовольственная проблема. На севере Евразии произойдет подтаивание вечной мерзлоты и высвобождение из этих почв больших объемов метана, что усилит парниковый эффект. Кроме того, потепление климата может привести к возникновению очагов инфекционных заболеваний и усилению теплового стресса у людей и животных.

Поэтому в документах Конференции ООН по проблемам изменения климата (Найроби, 2006) говорится, что конечные последствия парникового эффекта могут иметь катастрофические последствия для всей цивилизации. Отмечено, что в 2005 г. уровень углекислого газа в атмосфере достиг значения $0,03791\%$, что на $0,53\%$ выше, чем годом ранее, концентрация закиси азота зафиксирована на уровне $0,03192\%$, что на $0,2\%$ выше, чем в 2004 г., уровень еще одного парникового газа, метана, остался прежним. По прогнозам ученых, выступивших на конференции, повышение температуры может привести к сдвигу климатических зон и к 2085 г. треть видов животных и растений в Африке может лишиться естественной среды обитания. В некоторых районах из-за подъема уровня воды в море может

быть разрушено 30 % прибрежной инфраструктуры. Ученые также прогнозируют снижение урожая зерновых на Африканском континенте, значительная часть жителей которого и так голодает.

Об остроте данной проблемы говорит тот факт, что в последнее время ежегодно проводится несколько Международных конференций по проблемам климата. На Международной конференции по эволюции климата, прошедшей 2 февраля 2007 г. в Париже, эксперты – крупнейшие ученые мира – единогласно отметили, что продолжающееся глобальное потепление является следствием деятельности человека. Засухи, проливные дожди и опустошительные ураганы будут происходить на нашей планете все чаще. По их мнению, к концу XXI в. средняя температура на планете увеличится на 2...4 °C по сравнению с нынешней. Уровень Мирового океана повысится более чем на полметра. Некоторые эксперты опасаются, что таяние льдов Арктики уже началось. По сообщениям американского аэрокосмического агентства NASA, Гренландия ежегодно теряет до 200 км² льда – в два раза больше, чем 10 лет назад. Изменения климата приведут к появлению нового вида беженцев – климатических, численность которых к 2100 г. может составить до 200 млн человек. Возрастет смертность от жары, а в северных странах появятся тропические болезни.

Действие Киотского протокола истекает в 2012 г., поэтому в настоящее время обсуждаются пути достижения глобального и всеобъемлющего соглашения о том, как бороться с изменением климата после 2012 г. Переговорный процесс по этому вопросу начат на Международной конференции государств – участников Рамочной конвенции ООН по изменению климата, которая прошла в декабре 2007 г. в Индонезии на острове

Бали. Предложено соглашение, предусматривающее к 2020 г. уменьшение выбросов парниковых газов на 25...40 % по сравнению с базовым 1990 г. Его подписали 36 промышленно развитых государств, в том числе Россия и Беларусь. Однако США и такие крупные развивающиеся страны, как Китай и Индия, не присоединились к данному соглашению. Они считают, что такой шаг приведет к замедлению экономического развития. Однако эксперты ООН утверждают, что меры по сокращению выбросов парниковых газов замедлят рост глобальной экономики максимум на 0,12 %. При этом подчеркивается, что глобальное изменение климата, которое повлечет за собой повышение уровня Мирового океана и рост числа стихийных бедствий, может привести к гораздо более негативным последствиям для мирового хозяйства.

Для предотвращения надвигающейся катастрофы необходимо в самые ближайшие годы уменьшить, как минимум, на треть выбросы в атмосферу «главного» парникового газа – CO₂. Очевидно, что для этого примерно на столько же надо сократить объемы сжигаемого углеродного топлива. Сможет ли человечество это сделать, т. к. надо будет отказаться от целого ряда современных благ (личных автомобилей, многих электроприборов и т. д.), вызывает сомнение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хромов, С. П.** Метеорология и климатология : учебник / С. П. Хромов, М. А. Петросянц. – М. : МГУ, 2001. – 528 с.
2. **Кондратьев, К. Я.** Глобальный климат / К. Я. Кондратьев. – СПб. : Наука, 1992. – 359 с.
3. **Котляков, В. М.** Глобальные изменения за последний ледниково-межледниковый цикл / В. М. Котляков, К. Лориус // Изв. АН СССР. – 1992. – № 1. – С. 7–14.

4. **Клименко, В. В.** Энергия, природа и климат / В. В. Клименко. – М. : МЭИ, 1997. – 214 с.

5. **Будыко, М. И.** Глобальная экология / М. И. Будыко. – М. : Мысль, 1977. – 327 с.

6. **Логинов, В. Ф.** Причины и следствия климатических изменений / В. Ф. Логинов. – Минск : Навука і тэхніка, 1992. – 320 с.

7. **Переведенцев, Ю. П.** Основы экологии атмосферы : учеб. пособие / Ю. П. Переведенцев, Ю. Л. Матвеев, В. Д. Тудрий. – Казань : Изд-во Казанского ун-та, 2001. – Ч. 2. – 60 с.

8. **Каплин, П. А.** Морские побережья в XXI в. / П. А. Каплин, Ю. А. Павлидис, А. О. Селиванов // Природа. – 2000. – № 3. – С. 37–44.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 10.03.2009

S. D. Galyzhin, A. S. Galyzhin, O. M. Lobikova
Problems of the clematis change

Analysis processes calls grow forcing-frame effect into biosphere. Show that watch grow contain carbon dioxide into Earth atmosphere grow average annual temperature of the near Earth atmosphere there are in past 150 years ago. Draw attention to the rise in temperature on the Earth perhaps lead result of substantial rising of the level world ocean and flooding considerable area of the land.

УДК 658.382.3

П. А. Козырицкий, канд. техн. наук**АНАЛИЗ ТРАВМАТИЗМА И НЕСЧАСТНЫХ СЛУЧАЕВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ РАБОТ НА ВЫСОТЕ**

Изложены результаты анализа причин и видов производственного травматизма со смертельным и тяжелым исходом, а также несчастных случаев при падении потерпевшего с высоты. При обслуживании электрооборудования башенного крана КБ-405.1А электромонтер ОАО «Бобруйский завод крупнопанельного домостроения» упал с высоты 1,8 м и получил тяжелую травму. При спуске с плит перекрытия третьего этажа монтажник СУ-59 «Строительный трест № 12» упал на землю и получил травму со смертельным исходом. При нахождении на передвижных подмостях электросварщик ООО «Спутник» г. Могилева выполнял работы по монтажу металлоконструкций: ограждение подмостей сломалось, электросварщик упал на бетонный пол с отметки 2,4 м и получил тяжелые травмы.

Перед всеми органами государственного управления поставлены задачи по укреплению общественной безопасности и дисциплины, в связи с этим особое внимание обращено на обеспечение безопасных условий труда во всех отраслях и организациях, трудовой и исполнительной дисциплины, предупреждения гибели и травматизма работников.

Среди приоритетных направлений в деятельности государства особое место занимает охрана жизни и здоровья граждан. Несмотря на комплекс мер по наведению порядка и дисциплины, поддержанию общественной безопасности,

охраны труда, уровень травматизма на производстве достаточно высок.

Количество потерпевших на производстве с тяжелым исходом в 2007 г. составляет 757 человек, в 2008 г. – 748, в том числе в г. Минске соответственно 230 и 223, в Могилевской области – 82 и 91 человек [1].

Основными причинами несчастных случаев на производстве являются: невыполнение руководителями и специалистами обязанностей по охране труда, нарушение потерпевшим трудовой и производственной дисциплины, инструкций по охране труда и другие (табл. 1).

Табл. 1. Причины производственного травматизма со смертельным и тяжелым исходом в организациях Республики Беларусь

Наименование причин	Количество случаев (проценты к общему числу случаев)			
	со смертельным исходом		с тяжелым исходом	
	2008 г.	2007 г.	2008 г.	2007 г.
1	2	3	4	5
Невыполнение руководителями и специалистами обязанностей по охране труда	41 (19,8)	48 (20,9)	158 (21,1)	129 (17,0)
Нарушение потерпевшим трудовой дисциплины, инструкций по охране труда	37 (17,9)	45 (19,6)	180 (24,0)	147 (19,4)
Алкогольное или наркотическое отравление	29 (14,2)	19 (8,3)	32 (4,3)	23 (3,0)
Нарушение требований безопасности труда другими работниками	15 (7,2)	13 (5,6)	42 (5,6)	41 (5,4)
Недостатки в обучении и инструктировании потерпевшего по охране труда	17 (8,2)	15 (6,6)	54 (7,3)	68 (9,0)
Неудовлетворительное содержание и недостатки в организации рабочих мест	10 (4,8)	12 (5,2)	31 (4,2)	39 (5,2)

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
Отсутствие или нарушение требований проектной документации	8 (4,0)	11 (4,8)	19 (2,6)	26 (3,4)
Привлечение потерпевшего к работе не по специальности	8 (4,0)	2 (0,9)	17 (2,3)	18 (2,4)
Нарушение требований безопасности при эксплуатации машин и механизмов	6 (3,0)	11 (4,8)	22 (3,0)	26 (3,4)
Эксплуатация неисправных машин, механизмов и инструмента	5 (2,4)	16 (7,0)	30 (4,0)	49 (6,5)
Неприменение потерпевшим выданных ему средств индивидуальной защиты	5 (2,4)	6 (2,6)	12 (1,6)	8 (1,1)
Личная неосторожность потерпевшего	4 (1,9)	2 (0,9)	73 (9,8)	80 (10,6)
Нарушение правил дорожного движения	3 (1,5)	8 (3,5)	2 (0,3)	8 (1,1)
Непроведение медицинского осмотра	3 (1,5)	3 (1,3)	2 (0,2)	3 (0,4)
Конструктивные недостатки, несовершенство средств производства	2 (0,9)	3 (1,3)	10 (1,3)	14 (1,9)
Отсутствие у потерпевшего средств индивидуальной защиты	2 (0,9)	2 (0,9)	17 (2,3)	19 (2,5)
Несоответствие технологического процесса требованиям безопасности	2 (0,9)	2 (0,9)	6 (0,8)	14 (1,9)
Противоправные действия других лиц	2 (0,9)	–	10 (1,4)	10 (1,3)
Неудовлетворительное техническое состояние зданий, сооружений, территории	1 (0,5)	2 (0,9)	5 (0,7)	3 (0,3)
Нарушение технологического процесса	1 (0,5)	1 (0,5)	9 (1,2)	8 (1,1)
Другие причины	6 (2,9)	8 (3,5)	17 (2,3)	24 (3,2)
Всего несчастных случаев	207	229	748	757

В 2007 г. на предприятиях и в организациях Республики Беларусь произошло 229 несчастных случаев со смертельным исходом. Наибольшее число погибших приходится на Министерство транспорта – 28, Министерство строительства и архитектуры – 21, Министерство промышленности – 15, что по трем министерствам составляет 64 человека или 27,6 % ко всем погибшим. В 2008 г. произошло 207 несчастных случаев со смертельным исходом, что на 9,6 % меньше, чем в предыдущем.

Несчастные случаи произошли в результате: нарушений нормативных требований охраны труда – 170 случаев или 74,2 %, дорожно-транспортных происшествий – 42 или 18,3 %, противоправного деяния – 9 или 3,9 % и прочие – 8 случаев или 3,6 %.

По видам происшествий наибольшее количество несчастных случаев со

смертельным исходом в 2007...2008 гг. произошло: при падении потерпевшего с высоты – 44 и 47 случаев соответственно; при воздействии движущихся, разлетающихся, вращающихся предметов, деталей и т. п. – 41 и 42; в случае падения, обрушения конструкций зданий и сооружений, обвалов предметов, материалов, грунта и т. п. – 23 и 28; в дорожно-транспортных происшествиях (производственных) – 42 и 26 случаев соответственно.

Большое количество несчастных случаев на производстве происходит с теми, кто работает на высоте. В первую очередь это касается работников строительной отрасли, жилищно-коммунального хозяйства, организаций Министерства промышленности, пренебрегающих средствами защиты, которые страхуют от падения с высоты (табл. 2).

Табл. 2. Виды происшествий производственного травматизма со смертельным исходом в организациях Республики Беларусь

Наименование вида происшествий	Количество погибших, чел. (проценты к общему числу погибших)	
	2008 г.	2007 г.
Падение потерпевшего с высоты	47 (22,7)	44 (19,2)
Воздействие движущихся, разлетающихся, вращающихся предметов, деталей и т. п.	42 (20,3)	41 (18,3)
Падение, обрушение конструкций зданий и сооружений, обвалы предметов, материалов, грунта и т. п.	28 (13,5)	23 (10,0)
Дорожно-транспортное происшествие	26 (12,6)	42 (18,3)
Поражение электрическим током	19 (9,2)	19 (8,3)
Отравление	9 (4,3)	10 (4,4)
Падение потерпевшего во время передвижения	5 (2,4)	5 (2,2)
Утопление	4 (1,9)	3 (1,3)
Асфиксия	4 (1,9)	2 (0,9)
Нанесение травмы другим лицом	4 (1,9)	1 (0,4)
Воздействие экстремальных температур	3 (1,4)	6 (2,6)
Падение потерпевшего в колодцы, ямы, траншеи, емкости и т. п.	3 (1,4)	1 (0,4)
Пожар	2 (1,0)	1 (0,4)
Стихийные бедствия	2 (1,0)	–
Авиакатастрофы	1 (0,5)	11 (4,8)
Воздействие вредных веществ	1 (0,5)	1 (0,4)
Взрыв	–	3 (1,3)
Повреждения в результате контакта с представителями флоры и фауны	–	2 (0,9)
Прочие	7 (3,4)	14 (6,1)
Всего	207	229
В том числе в Могилевской области	37	32

Только в 2007 г. при падении с высоты погибло 44 человека, что составляет 19,2 % к общему числу погибших, в 2008 г. – 47 человек и 22,7 % соответственно.

Вступившая в силу с 1 марта 2008 г. Межотраслевая типовая инструкция по охране труда при работе на высоте, утвержденная постановлением Министерства труда и социальной защиты от 27.12.2007 г. № 187, четко регламентирует понятие «работа на высоте» – работа, при выполнении которой работник находится на расстоянии менее 2 м от

неогражденного перепада по высоте 1,3 м и более.

Падение с высоты чаще всего происходит в тех случаях, когда работник при выполнении работ находится вблизи открытых проемов, у края здания, на разрушенных балконах, при переходе с одного места на другое по балкам, фермам и другим конструкциям. По статистике 85 % травм произошло в результате падений с небольшой высоты из-за недооцененной степени опасности. Вот некоторые примеры.

1. Несчастный случай с электро-

монтером по ремонту и обслуживанию электрооборудования ОАО «Бобруйский завод крупнопанельного домостроения» Министерства строительства и архитектуры Республики Беларусь произошел на строительном объекте в г. Могилеве при подъеме на огражденную площадку поворотной платформы крана башенного КБ-405.1А, расположенную на высоте 1,8 м от уровня земли.

Потерпевший, 56 лет, электромонтер по ремонту и обслуживанию электрооборудования 6 разряда. Общий стаж работы составляет 36 лет 5 месяцев, по профессии электромонтер проработал 17 лет. Прошел инструктажи и проверку знаний по вопросам охраны труда. Подготовку по профессии крановый электрик получил в ГУО «Учебный центр по подготовке, повышению квалификации и переподготовке кадров лесного комплекса» концерна «Беллесбумпром». Предварительный медосмотр прошел при поступлении на работу.

Открытое акционерное общество «Бобруйский завод крупнопанельного домостроения» специализируется на производстве и реализации сборного железобетона, изделий крупнопанельного домостроения, бетонной смеси и раствора, строительно-монтажных работах. На предприятии разработано и утверждено «Положение о системе управления охраной труда», заведены журналы регистрации инструктажей установленной формы. На должностных лиц возложена ответственность за состояние и организацию работы по охране труда. Руководитель и специалисты, а также рабочие, выполняющие работы с повышенной опасностью, прошли проверку знаний по вопросам охраны труда. Имеется утвержденный перечень инструкций по охране труда по профессиям и видам работ. Разработан и утвержден перечень работ с повышенной опасностью и перечень профессий рабочих, должностей руководителей и специалистов, которые должны прохо-

дить проверку знаний по вопросам охраны труда.

Для подъема на поворотную платформу и спуска с нее кран оборудован стационарной лестницей. В момент происшествия кран был неисправен. Стрела (рис. 1, поз. 10) была повернута в правую сторону относительно кранового пути. В таком положении крана подъем по стационарной лестнице на огражденную площадку поворотной платформы, где установлено электрооборудование, был невозможен.

Согласно инструкции по охране труда для электромонтера по ремонту и обслуживанию электрооборудования для подъема на огражденную площадку поворотной платформы необходимо было установить одну из переносных приставных лестниц, которые имелись на строительной площадке. Комплектование крана башенного переносной приставной лестницей заводом-изготовителем не предусмотрено.

Опасным производственным фактором является подъем потерпевшего на огражденную площадку поворотной платформы крана по элементам конструкции крана, расположенную на высоте 1,8 м от уровня земли, без применения лестницы.

Потерпевший взобрался на колесо ходовой рамы и по флюгеру 1, ширина которого составляет 350 мм, подошел к поворотной платформе 2, взялся за защитное ограждение и стал подниматься на площадку поворотной платформы, где установлено электрооборудование. Защитная каска на голове потерпевшего отсутствовала. Во время подъема нога потерпевшего соскользнула с флюгера 1 ходовой рамы, и он упал на землю между рельсами подкрановых путей (рис. 1, поз. А). В результате падения потерпевший получил тяжелую травму с диагнозом черепно-мозговая травма (ЧМТ), сотрясение головного мозга, закрытый перелом лучевой кости предплечья.

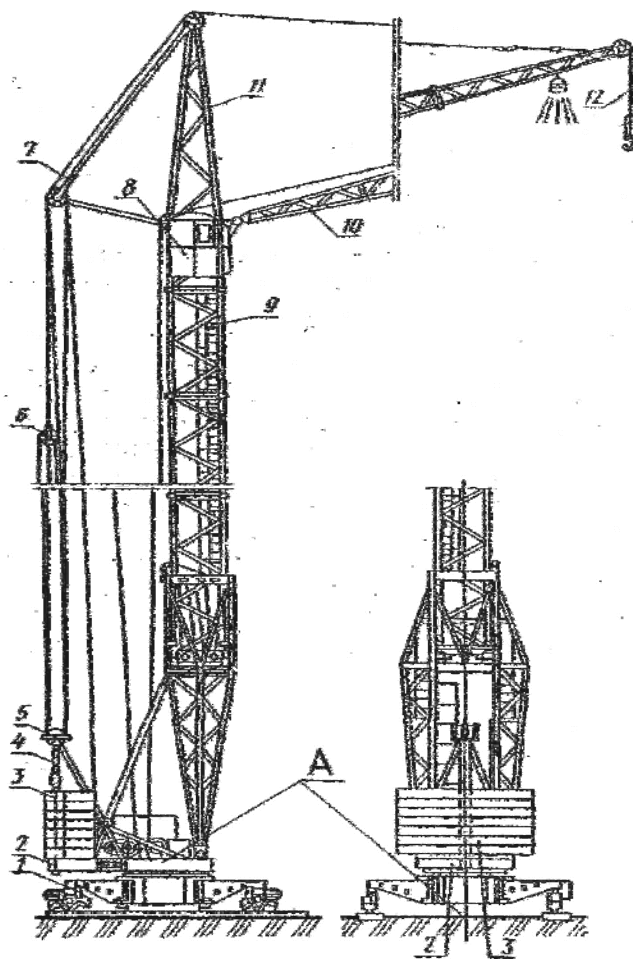


Рис. 1. Башенный кран с поворотной платформой и подъемной стрелой: 1 – флюгер; 2 – поворотная платформа; 3 – балласт; 4 – тяга монтажной стойки; 5 – блоки монтажной стойки; 6 – блок стрелового полиспаста; 7 – стреловой канат; 8 – кабина; 9 – башня; 10 – стрела; 11 – оголовок; 12 – грузовой канат

Причинами несчастного случая являются: 1) допуск электромонтера к выполнению работ на строительной площадке без защитной каски; 2) нарушение потерпевшим требований инструкции по охране труда для электромонтера по ремонту и обслуживанию электрооборудования, выразившееся в подъеме на огражденную площадку поворотной платформы крана, расположенную на высоте 1,8 м от уровня земли, по элементам конструкции крана без применения лестницы.

2. Несчастный случай с монтажником стальных и железобетонных конструкций СУ-59 «Стройтреста № 12» Министерства строительства и архитектуры Республики Беларусь произошел

на строительном объекте «72-квартирный жилой дом по ул. 30 лет Победы в г. Могилеве» при спуске с плит перекрытия третьего этажа, где выполнял работы по забивке раствором швов уложенных плит перекрытия.

Потерпевший, 54 года, монтажник стальных и железобетонных конструкций 4 разряда. Общий стаж работы составляет 37 лет, по профессии монтажник стальных и железобетонных конструкций проработал 31 год 5 месяцев, в том числе в ОАО «Строительный трест № 12» – 31 год 5 месяцев. Прошел инструктажи и проверку знаний по вопросам охраны труда, а также периодический медицинский осмотр. Согласно заключительному акту периодического ме-

медицинского осмотра потерпевшему противопоказана работа на высоте.

Открытое акционерное общество «Строительный трест № 12» специализируется на строительстве производственных и жилых зданий и сооружений. На предприятии разработана и утверждена «Система управления охраной труда в ОАО «Стройтрест № 12». На должностных лиц возложена ответственность за состояние и организацию работы по охране труда. Проект производства работ разработан и утвержден. Исполнители с проектом производства работ ознакомлены под роспись. Однако с технологической картой монтажа плит перекрытия, лестничных маршей, площадок потерпевший ознакомлен не был.

На предприятии имеется утвержденный перечень инструкций по охране труда по профессиям и видам работ, заведены журналы регистрации инструктажей установленной формы, разработаны и выполняются соответствующие мероприятия, руководитель и специалисты, а также рабочие, выполняющие работы с повышенной опасностью, прошли проверку знаний по вопросам охраны труда.

В то же время в тресте своевременно не рассмотрены заключительные акты медицинского осмотра работников структурных подразделений, прошедших периодический медосмотр, которые поступили к начальнику отдела охраны труда.

Потерпевший прибыл на работу на строительный объект, получил задание от прораба на выполнение работ по монтажу стеновых панелей и плит перекрытия третьего этажа. При выдаче задания прораб указал рабочим на необходимость применения при выполнении работ на высоте выданных средств индивидуальной защиты. Получив задание, потерпевший с другим монтажником приступили к его выполнению.

После обеденного перерыва монтажники выполняли укладку плит перекрытия третьего этажа в торце здания. Прораб заметил, что монтажники работают без средств индивидуальной защиты,

приказал им спуститься вниз и надеть предохранительные пояса, находящиеся в нормокомплекте на втором этаже. Увидев, что монтажники спустились на второй этаж, прораб направился в вагончик для оформления документов. Согласно объяснению прораба, примерно через 15 мин он вновь заметил на плитах перекрытия третьего этажа потерпевшего, работающего без предохранительного пояса, и приказал ему спуститься на второй этаж и взять пояс. В это время находившийся на втором этаже второй монтажник сказал потерпевшему, чтобы тот спускался вниз для разгрузки автомобиля с плитами и сам по маршевой лестнице направился к выходу. Вместо того чтобы спуститься по маршевой лестнице вниз, потерпевший подошел к наружной стене здания, к месту, где была установлена металлическая лестница, и решил спуститься вниз. Однако, находясь в состоянии сильного алкогольного опьянения, потерял равновесие и упал на землю с высоты третьего этажа, получив при этом смертельную травму.

Опасным производственным фактором явилось выполнение потерпевшим работы на отметке 8,4 м от уровня земли, 2,5 м от перекрытия второго этажа и расстоянии менее 2 м от границы перепада по высоте в состоянии сильного алкогольного опьянения и без применения предохранительного пояса и страховочного каната.

Причинами несчастного случая являются: 1) неприменение потерпевшим выданных ему средств индивидуальной защиты (предохранительного пояса и страховочного каната) при выполнении работ на высоте; 2) нарушение потерпевшим трудовой дисциплины, выразившееся в нахождении на рабочем месте в состоянии сильного алкогольного опьянения (в крови обнаружен этиловый спирт в концентрации 4,4 ‰); 3) нарушение требований технологической карты монтажа плит перекрытия, выразившееся в применении неинвентарной металлической лестницы длиной 2,5 м, не обеспе-

чивающей безопасности работников при спуске с плит перекрытия; 4) непринятие мер по отстранению потерпевшего от выполнения работ на высоте при наличии у него медицинских противопоказаний, выявленных при прохождении периодического медицинского осмотра.

3. Несчастный случай произошел со сварщиком ручной сварки, выполнявшим работу в интересах нанимателя в составе строительной бригады в обществе с ограниченной ответственностью (ООО) «Спутник», на объекте «Ресторан „Янтра”» при проведении строительно-монтажных работ, включающих монтаж металлоконструкций для подвесного потолка и приточно-вытяжной вентиляции на высоте от 2,6 до 4 м с использованием передвижных деревянных подмостей с рабочей площадью на высоте 2,4 м. Ограждения на передвижных подмостях на отметке 2,4 м были изготовлены и установлены с трех сторон из доски сечением 300×40 мм. Предохранительный пояс и защитная каска потерпевшему не выдавались и во время работы не применялись.

Потерпевший, 55 лет, пенсионер, не был принят на работу в ООО «Спутник», трудовой договор не заключался. Однако он был допущен к выполнению работ на объекте «Ресторан „Янтра”» в интересах нанимателя. Стажировку, инструктаж и проверку знаний по вопросам охраны труда по профессии электросварщик ручной сварки потерпевший не проходил. Предварительный медицинский осмотр по профессии электросварщик при поступлении на работу потерпевший также не проходил.

ООО «Спутник» специализируется на производстве деталей для автомобилей и их двигателей, резинотехнических изделий, оптовой и розничной торговле, выполнении строительно-монтажных работ, международных перевозок грузов. Имеются лицензии.

Обязанности специалиста по охране труда возложены на главного инженера. В обществе имеется перечень ин-

струкций по охране труда, который требует доработки. На предприятии с нарушениями организована работа по обучению, инструктажу и проверке знаний работников по вопросам охраны труда. На строительном участке рабочие, выполняющие работы с повышенной опасностью, не проходят стажировку, инструктажи и проверку знаний по вопросам охраны труда по профессии. Имеются случаи привлечения работников к работам не по специальности без обучения смежным профессиям. В обществе не обеспечено проведение контроля за соблюдением закона «Об охране труда» во всех подразделениях в соответствии с требованием типовой инструкции «О проведении контроля за соблюдением законодательства об охране труда в организациях». Потерпевший был допущен к работе без средств индивидуальной защиты, в том числе без предохранительного пояса и защитной каски.

Строительно-монтажные работы (СМР) проводились на объекте «Ресторан „Янтра”» и включали в себя монтаж металлоконструкций для подвесного потолка и приточно-вытяжной вентиляции на высоте от 2,6 до 4 м. На проведение работ в ООО «Спутник» не был разработан проект производства работ или технологическая карта для проведения СМР, которые бы содержали технические решения и основные организационные мероприятия по обеспечению безопасности производства работ, выполняемых на объекте, в том числе работ на высоте. К ним относятся указания о путях и средствах подъема (спуска) работников к рабочим местам, местах и способах крепления страховочных канатов и предохранительных поясов. На передвижные деревянные подмости (леса), установленные в помещении обеденного зала ресторана «Янтра», не была разработана конструкторская документация с расчетами на прочность и устойчивость, отсутствовали чертежи, по которым они были изготовлены.

Работа по монтажу металлоконст-

рукций для подвесного потолка и приточно-вытяжной вентиляции относится к работам, выполняемым в пределах зон с постоянно действующими опасными производственными факторами, где рабочие места и проходы к ним расположены на высоте и расстоянии менее 2 м от границы перепада по высоте более 1,3 м. Наряд-допуск на проведение работ повышенной опасности, который бы содержал технические решения и основные организационные мероприятия по обеспечению безопасности производства работ на высоте, оформлен не был. Ограждения на передвижных подмостях (лесах) на площадке на отметке 2,4 м были изготовлены и установлены с трех сторон из доски сечением 300×40 мм. Предохранительный пояс и защитная каска потерпевшему не выдавались и во время работ не применялись.

Выполняя работы по монтажу металлоконструкций на подмостях на высоте 2,4 м, пострадавший взялся за перила, ограждающие площадку подмостей, они сломались и пострадавший, потеряв равновесие, упал на бетонный пол с отметки 2,4 м, получив при этом тяжелые повреждения: открытая ЧМТ, ушиб головного мозга, множественные переломы свода черепа, переломы 9-го и 10-го ребер слева, перелом левой ключицы.

Опасным производственным фактором явилось проведение работ на высоте 2,4 м на подмостях, которые находились в технически неисправном состоянии и были выполнены без разработки конструкторской документации и расчетов на прочность. Средствами индивидуальной защиты, каской и предохранительным поясом пострадавший не был обеспечен.

Причинами несчастного случая являются: 1) неудовлетворительное состояние трудовой дисциплины на объекте, что привело к нахождению на рабочем месте в рабочее время потерпевшего, не заключившего трудовой договор с нанимателем и фактически допущенного к выполнению работ в его интересах в

состоянии алкогольного опьянения; 2) допуск к выполнению работ повышенной опасности работника, не обеспеченного средствами индивидуальной защиты (предохранительным поясом и защитной каской); 3) неудовлетворительная организация безопасного производства работ на высоте; 4) допуск к работе по профессии электросварщик ручной сварки работника, не прошедшего инструктаж, стажировку и проверку знаний по охране труда по профессии.

Анализ несчастных случаев показал, что наиболее сложным, трудоемким и опасным является ведущий производственный процесс при возведении зданий и сооружений – монтаж строительных конструкций и их элементов, трубопроводов, инженерно-технологического оборудования. Основной причиной такого положения считается специфика условий труда монтажников непосредственно на их рабочих местах [2]. Во-первых, рабочее место монтажника в течение смены перемещается в соответствии с технологическим процессом как по высоте, так и по горизонтали, что приводит к необходимости каждый раз вновь обеспечивать его безопасность на новом месте. Во-вторых, основной объем работ выполняется на большой высоте с использованием все еще значительной доли ручного труда под воздействием непостоянных, далеких от комфортного сочетания погодных факторов – перепадов температуры и давления, сопровождающихся порывистым ветром и выпадением атмосферных осадков. И последнее, сами рабочие вынуждены находиться в стесненных условиях на временных подмостях или смонтированных элементах конструкций, в неудобной напряженной позе (согнувшись, полулежа на спине или лицом вниз, сидя на корточках или стоя на коленях), при этом выполняя трудовые операции с участием разных строительных машин и механизмов – грузоподъемных кранов, лебедок, талей, домкратов, полиспастов и др. Кроме физической нагрузки, мон-

тажники постоянно испытывают нервное напряжение под влиянием осознания опасности падения и травмирования при выполнении работ на высоте.

Приведенные негативные особенности условий труда, характерные для организаций, осуществляющих монтаж строительных конструкций и технологического оборудования, способствуют поддержанию в них высоких рисков падения работающих с высоты. Как показывает статистика, ежегодно по этой причине происходит до 25 % несчастных случаев на производстве. При этом в результате падения с высоты человек, как правило, получает тяжелые травмы жизненно важных органов, часто приводящие к инвалидности или стойкой потере трудоспособности, а практически каждый четвертый–пятый случай падения заканчивается летальным исходом. Вот почему проблема предупреждения падения рабочих с высоты относится к числу важнейших в строительной отрасли.

Из приведенных примеров следует, что основными причинами несчастных случаев являются: допуск работников к выполнению работ на строительных площадках без индивидуальных средств защиты (без защитной каски, предохранительного пояса и страховочного каната); нарушение потерпевшим инструкций по охране труда; неприменение потерпевшим выданных ему индивидуальных средств защиты; нарушение трудовой дисциплины, выразившееся в нахождении работника на рабо-

чем месте в состоянии сильного алкогольного опьянения; нахождение на территории объекта посторонних лиц; непринятие мер по отстранению потерпевшего от выполнения работ на высоте при наличии медицинских противопоказаний, выявленных при прохождении медицинского осмотра; отсутствие на рабочих местах технологических карт и другой конструкторской документации; допуск к работе лиц, не прошедших инструктаж, стажировку и проверку знаний по охране труда по профессии; неудовлетворительная организация безопасного производства работ на высоте.

Таким образом, зная требования охраны труда, необходимо им неукоснительно следовать. Элементарная недооценка опасности приводит к тяжелым последствиям. Важным моментом в реализации мероприятий по охране труда является участие всех без исключения работников организации в процессе управления охраной труда, создания для них возможности активного содействия работодателю в деле обеспечения здоровых и безопасных условий труда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Итоги работы системы Министерства труда и социальной защиты Республики Беларусь в 2009 г. // Охрана труда и социальная защита. – 2009. – № 3. – С. 3–10.
2. Охрана труда в строительстве : учеб. пособие для вузов / Под общ. ред. Д. В. Коптева. – М. : МЦФЭР, 2009. – 512 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.02.2010

Р. А. Kozyriski **Analysis of traumatism and accidents** **at working high**

The results of the analysis of causes and sorts of industrial injuries with fatal and serious outcome as well as accidents at fall of workers from a height are stated in the article. At service of an electric equipment of the tower crane KB-405.1A the electrical engineer of Open Society «Bobruisk factory of large-panel housing construction» fell from height of 1,8 m, and was heavily injured. At descending from floor slabs of the third floor the erector SU-59 «Building trust № 12» fell to the earth and was traumatized with a deadly outcome. In Mogilev an electric welder performed works on installation of fabricated metals, the protection broke and he fell to the concrete floor from a mark of 2,4 m and got heavy traumas.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.314

О. Н. Парфенович, канд. техн. наук, доц., А. С. Третьяков

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПО КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЕ ДАС С ТРЁХРОТОРНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИКОЙ

В статье излагаются краткие сведения о конструкции асинхронного электродвигателя с трехроторной электромеханикой. Представлены энергетическая, тепловая и вентиляционная модели рассматриваемого электродвигателя. Предложена методика расчета тепловентиляционных процессов данного электродвигателя. На основании расчетов обосновывается положение о рассматриваемом электродвигателе как энерго- и ресурсосберегающем. Приведены расчётные данные температур отдельных узлов рассматриваемого электродвигателя.

Введение

В настоящее время в связи с развитием силовой преобразовательной техники базовой электрической машиной автоматизированного регулируемого электропривода стал асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором.

Достоинства

1. Простота и технологичность конструкции.
2. Срок службы (по стандартам) – до 17 лет.
3. Относительно малые габариты и стоимость.

Недостатки

1. Для обеспечения управления пуском, торможением, регулированием частоты вращения и энергосбережения необходимо использовать дорогостоящие преобразователи частоты (в 3...4 раза дороже самих электродвигателей).
2. Большое потребление реактивной мощности (до 80 % в номинальном режиме, до 100 % в режиме холостого хода).
3. Для решения задачи электромагнитной совместимости необходимо применять дорогостоящие фильтры, устанавливаемые на входе и выходе преобразователя.

4. При работе с частотным преобразователем в режимах регулирования частоты вращения необходимо устанавливать вентиляторы–наездники с постоянной частотой вращения.

5. В связи с тем, что преобразователь частоты работает на модулируемой частоте 4...15 кГц, сокращается срок службы обмоток электродвигателя.

Некоторые из вышеуказанных недостатков устранены в семействе электродвигателей, выполненных по конструктивной схеме ДАС (двигатель асинхронный, специально предназначенный для работы с регулятором напряжения) [1–7]. Цель данной работы – показать, что асинхронные электродвигатели по конструктивной схеме ДАС, в частности модификации ДАС-14, обладают улучшенными тепловыми режимами и энергетическими параметрами, являются ресурсосберегающими.

Теоретические положения

Для выявления вышеуказанных преимуществ семейства электродвигателей, выполненных по конструктивной схеме ДАС, рассмотрим асинхронный электродвигатель ДАС-14. Особенности конструкции данного электродвигателя приведены на рис. 1 [1].

Электродвигатель работает следующим образом. При снижении переменного напряжения на обмотках статора 9 и при наличии замкнутой по частоте вращения силового ротора 10 системы управления скорость вращения силового ротора 10 будет изменяться вниз от номинальной, но частота вращения малых роторов 11 и 12 будет постоянной, близкой к номинальной. Отвод потерь скольжения, выделяющихся в стержневой обмотке силового ротора

10, будет осуществляться в осевом направлении по обе стороны силового ротора 10 с выходом на вентиляторы-теплорассеиватели 13 и 14. Далее потоками воздуха, забираемого через радиальные отверстия 23 и 24 подшипниковых щитов 2 и 3 вентиляторами 15 и 16, вращающимися с постоянной, близкой к синхронной, скоростью, потери выводятся через осевые отверстия 25 и 26 подшипниковых щитов 2 и 3 в окружающую среду.

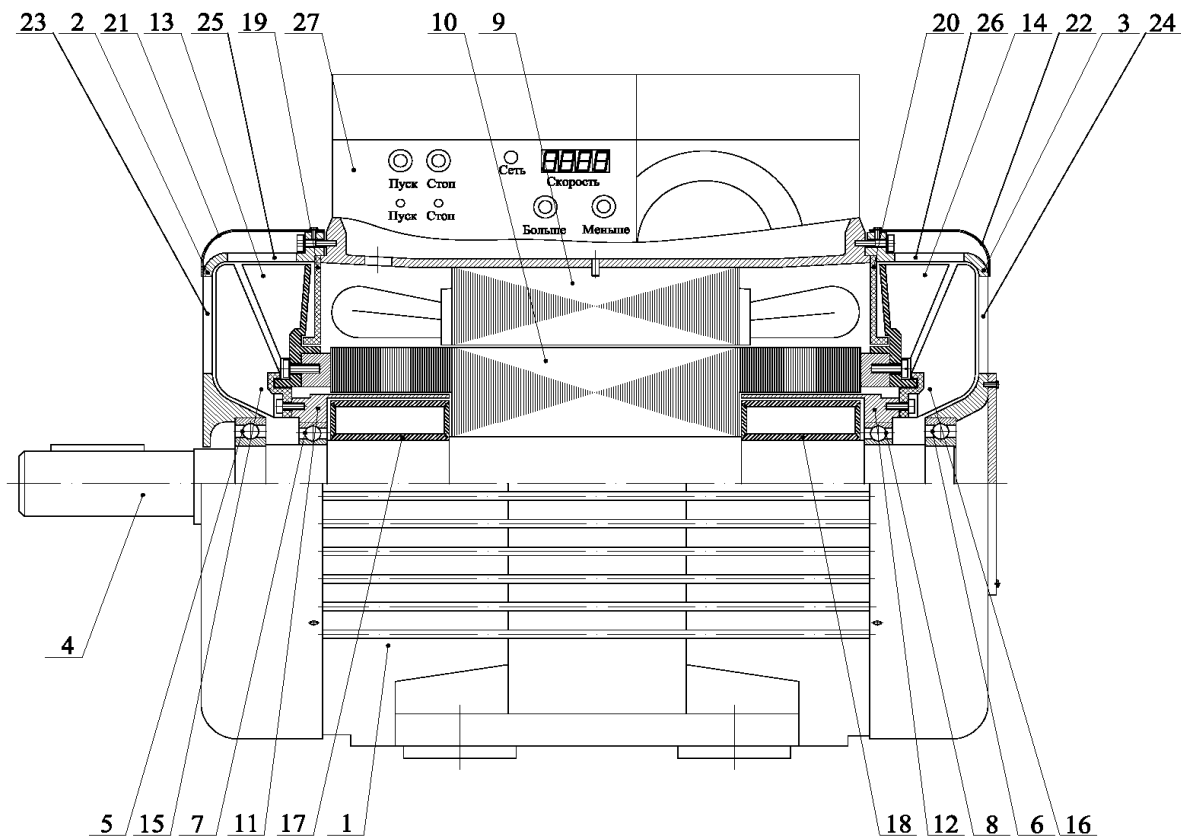


Рис. 1. Особенности конструкции асинхронного электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с трехроторной электромеханикой (ДАС-14): 1 – станина электродвигателя; 2, 3 – подшипниковые щиты; 4 – вал силового ротора; 5, 6 – подшипники силового ротора; 7, 8 – подшипники малых роторов вентиляторов; 9 – магнитопровод статора с обмоткой; 10 – удлиненный магнитопровод силового ротора со стержневой обмоткой; 11, 12 – малые роторы вентиляторов; 13, 14 – лопасти вентиляторов-теплорассеивателей силового ротора; 15, 16 – вентиляторы, закрепленные на малых роторах; 17, 18 – магнитопроводы малых роторов вентиляторов; 19, 20 – кольцевые перегородки; 21, 22 – кожухи; 23, 24 – радиальные отверстия подшипниковых щитов; 25, 26 – осевые отверстия подшипниковых щитов; 27 – клеммная коробка со встроенным электронным блоком регулирования

Рассмотрим энергетическую, тепловую и вентиляционную модели для данного асинхронного электродвигателя, связанные соответственно с тепловыделением, теплопередачей и выносом

теплопотерь из электродвигателя.

Энергетическая модель показана на рис. 2. Модель представляет собой энергетическую диаграмму распределения потерь в отдельных узлах электро-

двигателя при преобразовании подводимой электрической энергии P_{10} в механическую P_2 на валу электродвигателя. На диаграмме указаны следующие обозначения: $\Delta P_{рн}$ – потери мощности в регуляторе напряжения; ΔP_c – потери в стали статора; $\Delta P_{эл1}$ – потери в обмотке статора; $\Delta P_{эл2}$ – потери в обмотке ротора; $\Delta P_{мех11}$ – механические потери в силовом роторе со стороны выходного его конца; $\Delta P_{мех12}$ – механические потери в силовом роторе со стороны торцевого его конца; $\Delta P_{мех2}$ – механические потери в роторе вентилятора со стороны выходного конца вала; $\Delta P_{мех3}$ – механические потери в роторе вентилятора со

стороны торцевого конца вала; $\Delta P_{доб11}$ – добавочные потери в силовом роторе со стороны выходного конца вала; $\Delta P_{доб12}$ – добавочные потери в силовом роторе со стороны торцевого конца вала; $\Delta P_{вент11}$ – вентиляционные потери от вентилятора на силовом роторе со стороны выходного конца вала; $\Delta P_{вент12}$ – вентиляционные потери от вентилятора на силовом роторе со стороны торцевого конца вала; $\Delta P_{вент2}$ – потери на вентиляцию от малого ротора со стороны выходного конца вала; $\Delta P_{вент3}$ – потери на вентиляцию от малого ротора со стороны торцевого конца вала.

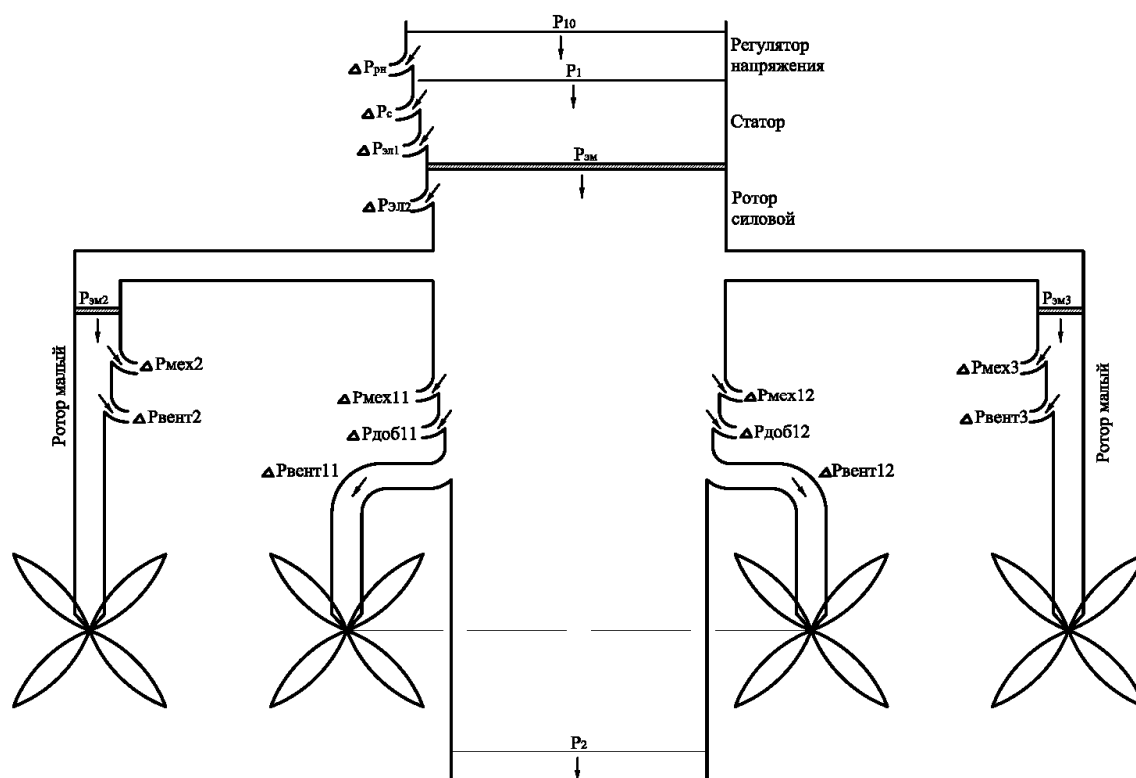


Рис. 2. Энергетическая диаграмма электродвигателя ДАС-14

Тепловая модель электродвигателя ДАС-14 в форме тепловой схемы замещения показана на рис. 3.

На схеме параметры ΔP определяют потери подводимой к электродви-

гателю мощности P_{10} в соответствующих «однородных телах» этого электродвигателя (в теории тепловых процессов электрических машин и здесь под «однородным телом» понимаются

тела, обладающие равномерным рассеиванием тепла со всей поверхности и бесконечной теплопроводностью), в частности, ΔP_c , $\Delta P_{эл1}$, $\Delta P_{эл2}$, $\Delta P_{рн}$ – в соответствии с энергетической диаграммой на рис. 2:

$$\Delta P'_{мр} = \Delta P_{мех2} + \Delta P_{вент2}; \quad (1)$$

$$\Delta P''_{мр} = \Delta P_{мех3} + \Delta P_{вент3}; \quad (2)$$

$$\Delta P'_{вт} = \Delta P_{мех11} + \Delta P_{вент11} + \Delta P_{доб11}; \quad (3)$$

$$\Delta P''_{вт} = \Delta P_{мех12} + \Delta P_{вент12} + \Delta P_{доб12}. \quad (4)$$

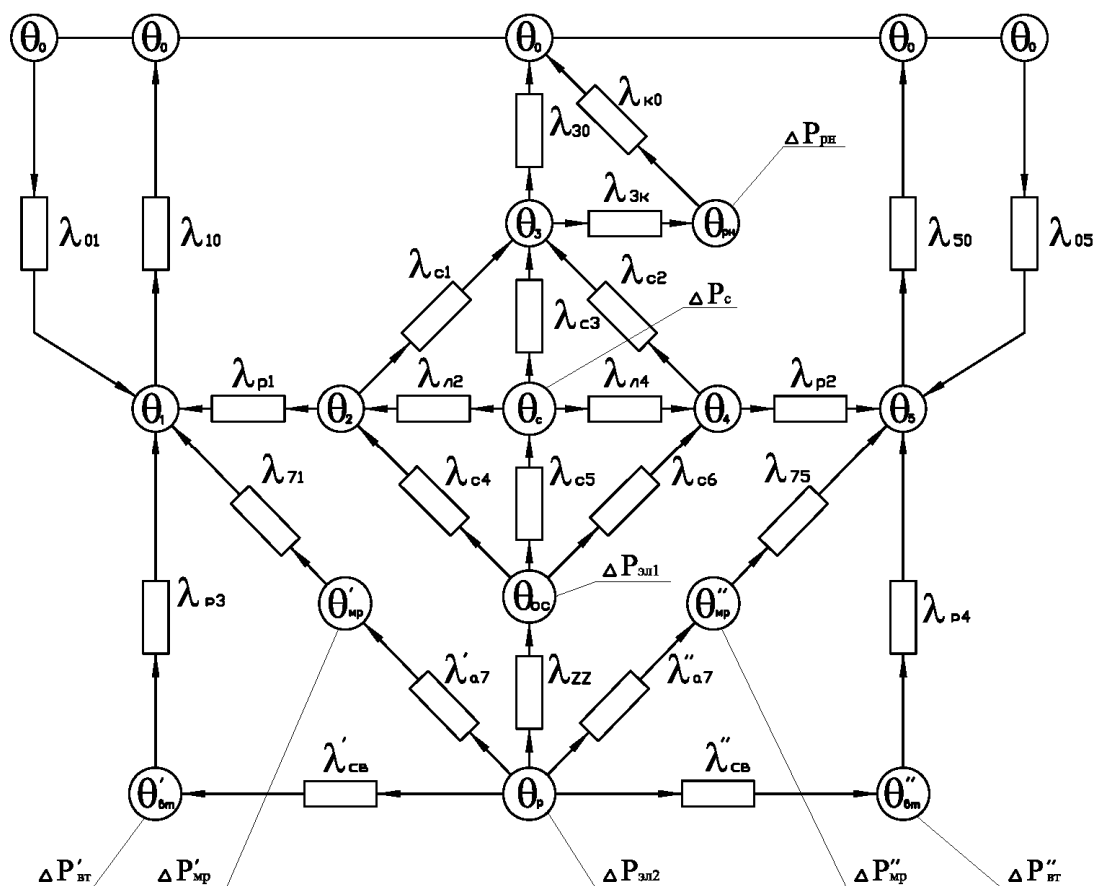


Рис. 3. Тепловая схема замещения электродвигателя ДАС-14

Расчет составляющих потерь энергетической диаграммы и тепловой схемы замещения можно произвести по методикам, предложенным в [3].

Тепловая схема замещения определена как состоящая из 13 «однородных тел»: статора (температура перегрева Θ_c), обмотки статора (температура перегрева Θ_{oc}), ротора силового со стержневой обмоткой (Θ_p), двух малых роторов с лопастями вентиляторов

($\Theta'_{мр}$, $\Theta''_{мр}$), двух вентиляторов-теплорассеивателей ($\Theta'_{вт}$, $\Theta''_{вт}$), воздушной зоны лобовой части обмотки статора со стороны выходного конца вала (Θ_2), воздушной зоны лобовой части со стороны торцевого конца вала (Θ_4), воздушной зоны вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны выходного конца вала (Θ_1), воздушной зоны вентиляторно-радиаторного охлаждения со

стороны торцевого конца вала (Θ_5), клеммной коробки со встроенным тиристорным регулятором напряжения ($\Theta_{\text{рн}}$), станины (Θ_3), температуры окружающей среды (Θ_0).

13 «однородных тел» по схеме связаны между собой такими тепловыми проводимостями, как λ'_{a7} , λ''_{a7} – тепловые проводимости передачи тепла от токопроводящих стержней силового ротора в два малых ротора с лопастями вентиляторов; $\lambda'_{\text{св}}$, $\lambda''_{\text{св}}$ – тепловые проводимости передачи тепла от токопроводящих стержней ротора в вентиляторы–теплорассеиватели; λ_{71} – тепловая проводимость от вентилятора малого ротора к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны выходного конца вала; λ_{75} – тепловая проводимость от вентилятора малого ротора к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{р3}}$ – тепловая проводимость от вентилятора-теплорассеивателя силового ротора к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны выходного конца вала; $\lambda_{\text{р4}}$ – тепловая проводимость от вентилятора силового ротора к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{р1}}$ – тепловая проводимость от лобовой части статорной обмотки к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны выходного конца вала; $\lambda_{\text{р2}}$ – тепловая проводимость от лобовой части статорной обмотки к воздушной зоне вентиляторно-радиаторного охлаждения со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{л2}}$ – тепловая проводимость от статора к лобовой части со стороны выходного конца вала; $\lambda_{\text{л4}}$ – тепловая проводимость от статора к лобовой части со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{с3}}$ – тепловая про-

водимость от статора к станине; λ_{10} – тепловая проводимость от воздушной зоны вентиляторно-радиаторного охлаждения вала к воздушной зоне окружающей среды со стороны выходного конца вала; λ_{50} – тепловая проводимость от воздушной зоны вентиляторно-радиаторного охлаждения к воздушной зоне окружающей среды со стороны торцевого конца вала; λ_{30} – тепловая проводимость от станины к воздушной зоне окружающей среды; $\lambda_{3\text{к}}$ – тепловая проводимость от станины к регулятору напряжения; $\lambda_{\text{к0}}$ – тепловая проводимость от регулятора напряжения к воздушной зоне окружающей среды; $\lambda_{\text{с1}}$ – тепловая проводимость от лобовой части к станине со стороны выходного конца вала; $\lambda_{\text{с2}}$ – тепловая проводимость от лобовой части к станине со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{с4}}$ – тепловая проводимость от обмотки статора к лобовой части со стороны выходного конца вала; $\lambda_{\text{с6}}$ – тепловая проводимость от обмотки статора к лобовой части со стороны торцевого конца вала; $\lambda_{\text{с5}}$ – тепловая проводимость от железа статора к обмотке статора; λ_{30} – тепловая проводимость от станины к воздушной зоне окружающей среды.

Расчет тепловых проводимостей можно произвести по методике, предложенной в [3, 4].

Тепловая схема замещения по рис. 3 описывается следующей системой уравнений теплового баланса:

$$\Delta P_{\text{с}} = \Theta_{\text{с}} \cdot (\lambda_{\text{л2}} + \lambda_{\text{с3}} + \lambda_{\text{л4}} + \lambda_{\text{с5}}) - \Theta_2 \cdot \lambda_{\text{л2}} - \Theta_3 \cdot \lambda_{\text{с3}} - \Theta_{\text{ок}} \cdot \lambda_{\text{с5}} - \Theta_4 \cdot \lambda_{\text{л4}}; \quad (5)$$

$$\Delta P_{\text{эл2}} = \Theta_{\text{р}} \cdot (\lambda'_{\text{св}} + \lambda'_{a7} + \lambda_{\text{zz}} + \lambda''_{a7} + \lambda''_{\text{св}}) - \Theta'_{\text{вт}} \cdot \lambda'_{\text{св}} - \Theta'_{\text{мб}} \cdot \lambda'_{a7} - \Theta_{\text{ок}} \cdot \lambda_{\text{zz}} - \Theta''_{\text{мб}} \cdot \lambda''_{a7} - \Theta''_{\text{вт}} \cdot \lambda''_{\text{св}}; \quad (6)$$

$$\Delta P'_{\text{вг}} = \Theta'_{\text{вг}} \cdot (\lambda_{\text{p3}} + \lambda'_{\text{св}}) - \Theta_1 \cdot \lambda_{\text{p3}} - \Theta_{\text{p}} \cdot \lambda'_{\text{св}}; (7)$$

$$\Delta P''_{\text{вг}} = \Theta''_{\text{вг}} \cdot (\lambda_{\text{p4}} + \lambda''_{\text{св}}) - \Theta_5 \cdot \lambda_{\text{p4}} - \Theta_{\text{p}} \cdot \lambda''_{\text{св}}; (8)$$

$$\Delta P'_{\text{мр}} = \Theta'_{\text{мр}} \cdot (\lambda'_{\text{а7}} + \lambda_{71}) - \Theta_{\text{p}} \cdot \lambda'_{\text{а7}} - \Theta_1 \cdot \lambda_{71}; (9)$$

$$\Delta P''_{\text{мр}} = \Theta''_{\text{мр}} \cdot (\lambda''_{\text{а7}} + \lambda_{75}) - \Theta_{\text{p}} \cdot \lambda''_{\text{а7}} - \Theta_5 \cdot \lambda_{75}; (10)$$

$$\Delta P_{\text{рн}} = \Theta_{\text{рн}} \cdot (\lambda_{3\text{к}} + \lambda_{\text{к0}}) - \Theta_3 \cdot \lambda_{3\text{к}} - \Theta_0 \cdot \lambda_{\text{к0}}; (11)$$

$$\Delta P_{\text{эл1}} = \Theta_{\text{ос}} \cdot (\lambda_{\text{с4}} + \lambda_{\text{с5}} + \lambda_{\text{с6}} + \lambda_{\text{zz}}) - \Theta_2 \cdot \lambda_{\text{с4}} - \Theta_{\text{с}} \cdot \lambda_{\text{с5}} - \Theta_4 \cdot \lambda_{\text{с6}} - \Theta_{\text{p}} \cdot \lambda_{\text{zz}}; (12)$$

$$0 = \Theta_1 \cdot (\lambda_{10} + \lambda_{\text{p1}} + \lambda_{71} + \lambda_{\text{p3}}) - \Theta_0 \cdot \lambda_{10} - \Theta_2 \cdot \lambda_{\text{p1}} - \Theta'_{\text{вг}} \cdot \lambda_{\text{p3}} - \Theta'_{\text{мр}} \cdot \lambda_{71}; (13)$$

$$0 = \Theta_2 \cdot (\lambda_{\text{p1}} + \lambda_{\text{с1}} + \lambda_{\text{л2}} + \lambda_{\text{с4}}) - \Theta_1 \cdot \lambda_{\text{п1}} - \Theta_{\text{с}} \cdot \lambda_{\text{л2}} - \Theta_3 \cdot \lambda_{\text{с1}} - \Theta_{\text{ос}} \cdot \lambda_{\text{с4}}; (14)$$

$$0 = \Theta_3 \cdot (\lambda_{\text{с1}} + \lambda_{30} + \lambda_{3\text{к}} + \lambda_{\text{с2}} + \lambda_{\text{с3}}) - \Theta_2 \cdot \lambda_{\text{с1}} - \Theta_0 \cdot \lambda_{30} - \Theta_{\text{рн}} \cdot \lambda_{3\text{к}} - \Theta_{\text{с}} \cdot \lambda_{\text{с3}} - \Theta_4 \cdot \lambda_{\text{с2}}; (15)$$

$$0 = \Theta_4 \cdot (\lambda_{\text{л4}} + \lambda_{\text{с2}} + \lambda_{\text{p2}} + \lambda_{\text{с6}}) - \Theta_{\text{с}} \cdot \lambda_{\text{л4}} - \Theta_3 \cdot \lambda_{\text{с2}} - \Theta_5 \cdot \lambda_{\text{p2}} - \Theta_{\text{ос}} \cdot \lambda_{\text{с6}}; (16)$$

$$0 = \Theta_5 \cdot (\lambda_{50} + \lambda_{\text{p2}} + \lambda_{75} + \lambda_{\text{p4}}) - \Theta_0 \cdot \lambda_{50} - \Theta_4 \cdot \lambda_{\text{p2}} - \Theta''_{\text{мр}} \cdot \lambda_{75} - \Theta''_{\text{вг}} \cdot \lambda_{\text{p4}}; (17)$$

Решение этих уравнений определяет температуры перегрева Θ в соответствующих «однородных телах», но без учета вентиляции.

Для определения влияния вентиляции на тепловые процессы в электродвигателе ДАС-14 можно воспользоваться упрощенной его вентиляционной схемой замещения, представленной на рис. 4.

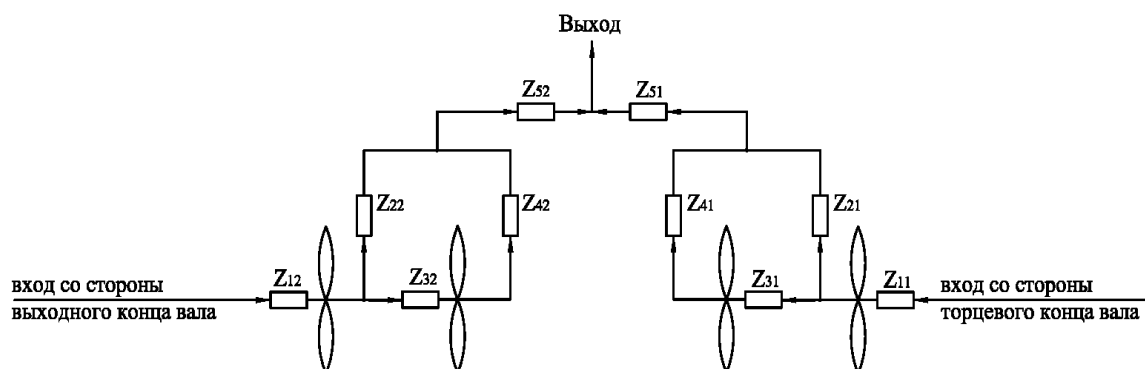


Рис. 4. Расчетная вентиляционная схема замещения асинхронного электродвигателя ДАС-14

В схеме на рис. 4 приведены следующие обозначения: Z_{12} – аэродинамическое сопротивление прохождению воздушного потока через радиальные отверстия подшипникового щита со стороны выходного конца вала; Z_{32} – аэродинамическое сопротивление прохождению воздушного потока от вентилятора малого ротора к вентилятору-теплорассеивателю; Z_{22} – аэродинамическое сопротивление прохождению воздушного потока от вентилятора ма-

лого ротора через осевые отверстия в кожух; Z_{42} – аэродинамическое сопротивление прохождению воздушного потока от вентилятора-теплорассеивателя через осевые отверстия в кожух; Z_{52} – сопротивление прохождению объединенного воздушного потока через кожух и межреберные каналы в воздушную среду со стороны выходного конца вала. Аналогично и соответственно определяются аэродинамические сопротивления Z_{11} , Z_{21} , Z_{31} , Z_{41} , Z_{51} со стороны

торцевого конца вала электродвигателя.

Суммарное сопротивление вентиляционной цепи электродвигателя при работе в номинальном режиме (как с одного ($Z_{\text{эвб1}}$), так и со второго ($Z_{\text{эвб2}}$) выходных концов вала):

$$Z_{\text{эвб1}} = Z_{\text{эвб2}} = Z_{12} + Z_{52} + \frac{Z_{22} \cdot (Z_{32} + Z_{42})}{Z_{22} + Z_{32} + Z_{42}}. \quad (18)$$

Расчет аэродинамических сопротивлений можно произвести по методике, предложенной в [5, 6].

Влияние вентиляционных узлов электродвигателя ДАС-14 на его энергоэффективность определено следующим образом.

1. В соответствии с (5)...(12) допустимые потери в электродвигателе при работе с номинальной скоростью без вентиляторов для температуры перегрева обмотки статора $\Theta = 80^\circ\text{C}$:

$$\Delta P_{\text{б.в}} = \Delta P_{\text{эл1(б.в)}} + \Delta P_{\text{эл2(б.в)}} + \sum \Delta P_{\text{мех}} + \sum \Delta P_{\text{доб}} = \Delta P_{\text{эл.пер(б.в)}} + \Delta P_{\text{пост}}, \quad (19)$$

где

$$\Delta P_{\text{эл.пер(б.в)}} = \Delta P_{\text{эл1(б.в)}} + \Delta P_{\text{эл2(б.в)}}. \quad (20)$$

2. Суммарная мощность вентиляторов при их вращении с номинальной скоростью:

$$\sum \Delta P_{\text{вент}} = \Delta P_{\text{вент2}} + \Delta P_{\text{вент3}} + \Delta P_{\text{вент11}} + \Delta P_{\text{вент12}} = \frac{Q_{\Sigma} \cdot H_{\Sigma}}{\eta}, \quad (21)$$

где суммарная производительность вентиляторов Q_{Σ} и напор H_{Σ} определяются, исходя из конструктивных параметров вентиляторов.

3. Потери напора в вентиляционной цепи (см. рис. 4) в соответствии с (18):

$$\Delta H_{\text{вц}} = (Z_{\text{эвб1}} + Z_{\text{эвб2}}) \cdot Q_{\Sigma}^2. \quad (22)$$

4. Часть мощности вентиляторов, потраченная на компенсацию потерь напора:

$$\Delta P_{\text{вц}} = (Z_{\text{эвб1}} + Z_{\text{эвб2}}) \cdot Q_{\Sigma}^3. \quad (23)$$

5. Часть мощности вентиляторов, определяющая отвод тепловых потерь обмоток статора и ротора электродвигателя (механическими потерями от трения в подшипниках вентиляторов за их малостью пренебрегаем):

$$\Delta P_{\text{в.оп}} = \sum P_{\text{вент}} - \Delta P_{\text{вц}}. \quad (24)$$

6. Суммарная мощность переменных потерь, которая может быть отведена в окружающую среду конструктивом электродвигателя ДАС-14:

$$\Delta P_{\text{св}} \cong \Delta P_{\text{эл(б.в)}} + \Delta P_{\text{в.оп}} = I_{\text{н}}^2 \cdot (r_1 + r_2'), \quad (25)$$

где $I_{\text{н}}$ – расчетное значение номинального тока электродвигателя ДАС-14; r_1, r_2' – сопротивления обмотки статора и стержней ротора электродвигателя.

В рассматриваемом электродвигателе имеются другие конструктивные изменения, в частности, изменены формы паза железа статора, ротора (в его активной и выступающей частях), изменен материал стержней ротора и др.

Расчетные параметры электродвигателя ДАС-14 в сравнении с базовой моделью АИРС100S4 и аналогом фирмы «Сименс» приведены в табл. 1.

На основании полученных расчетных данных асинхронного электродвигателя ДАС-14 были рассчитаны температуры перегрева отдельных узлов указанного электродвигателя (табл. 2).

Выводы

1. На основе предлагаемой конструкции асинхронного с короткозамкнутым ротором электродвигателя с трехроторной электромеханикой могут быть разработаны асинхронные электродвигатели общепромышленного и специального исполнения, имеющие более высокие технико-экономические, в том числе и энергетические, параметры.

Табл. 1. Характеристики асинхронных электродвигателей

Параметры	АИРС100S4	ДАС-14 с электронным регулятором напряжения	СМ300/400 с электронным регулятором частоты («Сименс» (ФРГ))
Мощность, Вт	2300	3800	3000
Напряжение, В	380	380	380
Ток, А	5,76	8,56	6,92
Частота вращения, об/мин	1428	1428	1415
Ток холостого хода, А	4,3	0,5	0,5
КПД номинальный, %	78	81	81,5
cos (f) номинальный	0,78	0,83	0,81
Кратность пускового тока I_n/I_n	6,2	3,2	6
Кратность пускового момента M_n/M_n	2,8	2,50	2,8
Кратность максимального момента M_{max}/M_n	3,1	2,55	3
Кратность минимального момента M_{min}/M_n	2,27	2,4	2,2
Момент, допустимый по условиям нагрева при $n = 0$, Н·м	0,5	8,0	8,4
Габариты, мм	360×245×240	366×270×240	360×289×240
Масса, кг	27,9	29,8	28
Цена, у. е.	200	340	1000

Табл. 2. Расчётные значения температур перегрева отдельных узлов асинхронного электродвигателя ДАС-14

Параметры	Значение
Температура перегрева обмотки статора, °С	80
Температура перегрева статора, °С	67
Температура перегрева силового ротора, °С	72
Температуры перегрева роторов вентиляторов, °С	72
Температура перегрева станины, °С	52
Температуры перегрева воздушных зон лобовых частей, °С	64
Температуры перегрева воздушных зон вентиляторно-радиаторного охлаждения, °С	26
Температура перегрева регулятора напряжения, °С	28
Температуры перегрева вентиляторов-теплорассеивателей, °С	33

2. Предлагаемая в статье методика расчёта тепловых процессов в электродвигателе оригинальной конструкции позволяет определить допустимую по условиям нагрева его мощность, далее обозначив её как номинальную, расчи-

тать все остальные номинальные параметры электродвигателя.

3. Полученные результаты расчёта тепловых режимов асинхронного электродвигателя ДАС-14 показали, что данный электродвигатель обладает

улучшенными условиями отвода потерь. Применение двух дополнительных роторов с вентиляторами и двух вентиляторов-теплорассеивателей на торцах силового ротора позволяет более интенсивно выводить из электродвигателя тепловые потери, тем самым снять большую мощность с вала электродвигателя (до 40 % по сравнению с АИРС100S4).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. а 20071410 РБ, МПК (2006) Н 02К 9/04. Асинхронный электродвигатель для регулируемого привода машин и механизмов / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков ; заявитель и патентообладатель Белорус-Рос. ун-т. – № 12180 ; заявл. 11.21.07 ; опубл. 06.30.09, Бюл. № 12 (II ч.). – 18 с.
2. Парфенович, О. Н. Элементы теории тепловых процессов электродвигателя по конструктивной схеме ДАС с двухроторной электро-механикой / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков //

Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 148–157.

3. Асинхронные двигатели общего назначения / Е. П. Бойко, Ю. В. Гаинцев, Ю. В. Ковалев ; под ред. В. М. Петрова и А. Э. Кравчика. – М. : Энергия, 1980. – 488 с. : ил.

4. Филлипов, И. Ф. Теплообмен в электрических машинах / И. Ф. Филлипов. – Л. : Энергоатомиздат, 1986. – 260 с.

5. Проектирование электрических машин : учебник для вузов в 2 кн. / И. П. Копылов, Б. К. Клоков, Б. Ф. Токарев ; под ред. И. П. Копылова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 1. – 384 с. : ил.

6. Виноградов, В. И. Вентиляторы электрических машин / В. И. Виноградов. – Л. : Энергоиздат, 1980. – 200 с. : ил.

7. Развить теоретические основы создания и эффективного применения управляемого электропривода переменного тока на основе новых конструктивных решений асинхронных электродвигателей и систем фазового управления : отчет о НИР (закл.) / МГТУ ; рук. О. Н. Парфенович ; исп. Л. М. Тюшкевич [и др.]. – Могилёв, 2000. – 156 с. – Библиогр. : с. 157–160. – № ГР 1998781.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 23.03.2010

O. N. Parfenovich, A. S. Tretiakov
Elements of the theory of thermal
processes of the electric motor
under constructive scheme DAS
with three – rotor electromecanics

In the article short data on a design of the asynchronous electric motor with three – rotor electromecanics are stated. Power, thermal and ventilating models of the considered electric motor are presented. Methods of calculation of thermal and ventilating processes of the given electric motor are offered. On the basis of these calculations the stated electric motor is considered to be energo- and resource-saving.

Редакционная коллегия

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

Члены редколлегии:

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

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

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

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2010