

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

4(73) 2021

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

БОНДАРЕНКО И. И. Современные системы инструментального offline-/online-контроля расхода топлива и мониторинга режимов работы автотракторной техники	4
КАПСКИЙ Д. В. Обобщенные подходы к решению задач формирования сети городского пассажирского транспорта	15
КУЦЕПОЛЕНКО А. В., ПОДЫМАКО М. Э., СОБОЛЕВ М. В., ДАЛИМАЕВ В. А., СИНИЦЫН Г. С. Сравнительный анализ конструктивных схем натяжных устройств канатов ограничителей скорости и обоснование требований к ним при комплектации ими лифтов без машинного помещения и с уменьшенным прямымком.....	26
МИРОНОВА М. Н. Оптимизация траектории перемещения инструмента при сверлении отверстий	37
НЕПША Д. В., КЛОЧКОВ В. Н., СОБОЛЕВ М. В. Параметры контактно-силового взаимодействия элементов ловителя плавного торможения в процессе аварийной остановки	45
ПОДЫМАКО М. Э., КЛОЧКОВ В. Н., СОБОЛЕВ М. В. Расчетное обоснование и натурное подтверждение способа проведения ускоренных циклических испытаний винтовых пружин	56

СМОЛЯР А. П. Обобщенная имитационная модель копания грунта	66
ТАРАСИК В. П. Методика моделирования экстренного торможения автомобиля	76
ФУРМАНОВ С. М., ЯКУБОВИЧ Д. И., ЮМАНОВ Д. Н., МАЛАШЕНКО Л. С., НАУМОВЕЦ И. А. О влиянии энергии тепло-вложения на ширину линии сплавления Т-образных соединений при рельефной сварке с программным управлением	88
ШАТУРОВ Д. Г. Управление точностью при обработке валов на токарных станках с ЧПУ	96

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

РАЩЕНЯ Т. Ф., ГАЛАНЧЕНКО Е. А. Производительность труда и заработная плата в регионах Беларуси. Индикаторы для определения стадии экономического роста	104
РОМАНЬКОВА Т. В. Методические аспекты оценки уровня развития транспортного потенциала областей Республики Беларусь.....	114

- 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

MECHANICAL ENGINEERING

BONDARENKO I. I. Modern systems for instrumental offline-/online-control of fuel consumption and monitoring of automotive equipment operating modes	4
KAPSKY D. V. Generalized approaches to solving problems of forming an urban passenger transport network	15
KUTSEPOLENKO A. V., PODYMAKO M. E., SOBOLEV M. V., DALIMAEV V. A., SINITSYN H. S. Comparative analysis of structural diagrams of rope tensioning devices for speed limiters and justification of requirements for them in machine room-less elevators with a reduced pit.....	26
MIRONOVA M. N. Tool path optimization when drilling holes	37
NEPSHA D. V., KLOCHKOV V. N., SOBOLEV M. V. Parameters of contact-force interaction between elements of the progressive safety gear during an emergency braking stop	45
PODYMAKO M. E., KLOCHKOV V. N., SOBOLEV M. V. Calculated justification and full-scale confirmation of the method for conducting accelerated cyclic tests of helical springs.....	56
SMOLIAR A. P. Generalized simulation model of excavation works	66
TARASIK V. P. Technique for vehicle emergency braking simulation.....	76
FURMANOV S. M., YAKUBOVICH D. I., YUMANOV D. N., MALASHENKO L. S., NAYMOVETS I. A. On the effect of heat input energy on the width of fusion line in T-joints made with program-controlled projection welding.....	88
SHATUROV D. G. Accuracy control in the machining of shafts on CNC lathes.....	96

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

RASHCHENYA T. F., GALANCHENKO E. A. Labor productivity and wages in the regions of Belarus. Indicators for determining the stage of economic growth	104
ROMANKOVA T. V. Methodological aspects of assessing the level of transport potential development in the regions of the Republic of Belarus.....	114

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_4

УДК 629.113-592.004.58

И. И. Бондаренко

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО OFFLINE-/ONLINE-КОНТРОЛЯ РАСХОДА ТОПЛИВА И МОНИТОРИНГА РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ

I. I. Bondarenko

MODERN SYSTEMS FOR INSTRUMENTAL OFFLINE-/ONLINE-CONTROL OF FUEL CONSUMPTION AND MONITORING OF AUTOMOTIVE EQUIPMENT OPERATING MODES

Аннотация

Рассмотрен состав типового оборудования современных систем инструментального offline-/online-контроля расхода топлива и мониторинга режимов работы автотракторной техники.

Ключевые слова:

контроль расхода топлива, расходомеры DFM, ресурс, мониторинг.

Для цитирования:

Бондаренко, И. И. Современные системы инструментального offline-/online-контроля расхода топлива и мониторинга режимов работы автотракторной техники / И. И. Бондаренко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 4–14.

Abstract

The article discusses the composition of typical equipment of modern systems for instrumental offline-/online- fuel consumption control and monitoring of operating modes of automotive vehicles.

Keywords:

fuel consumption control, DFM flow meters, resource, monitoring.

For citation:

Bondarenko, I. I. Modern systems for instrumental offline-/online-control of fuel consumption and monitoring of automotive equipment operating modes / I. I. Bondarenko // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 4–14.

Введение

Энергонасыщенная автотракторная техника, электроника, интернет, современные средства коммуникации – важнейшая часть научно-технического прогресса в сельскохозяйственном производстве. В то же время при эксплуатации автотракторной техники основ-

ные затраты связаны с расходами на топливо, смазочные материалы, техническое обслуживание и ремонт. Немаловажную роль играют также потери, связанные с простоями, неоптимальной загрузкой и прочими отрицательными факторами.

Мониторинг транспорта – главная задача сервиса. Инструментарий он-

лайн-сервиса позволяет осуществлять управление автопарками: магистральных и городских грузовых автомобилей, автобусов, дорожно-строительных машин, промышленных и сельскохозяйственных тракторов, технологического транспорта.

Мониторинг транспорта – удаленное слежение за местонахождением и параметрами эксплуатации машин в реальном времени, накопление информации в базе данных и подготовка аналитических отчетов по запросу пользователя. Сервис сочетает в себе мощную систему спутникового мониторинга транспорта и инновационный комплекс организационно-технических решений для осуществления полного контроля над автопарком.

Назначение – комплексный автоматизированный контроль работы парков ТС (транспортных средств) крупных компаний численностью до 100 автопарков с общим количеством до 20 000 бортов. ORF Corporate собирает данные как в режиме реального времени, так и в режиме постобработки. Аналитические отчеты могут готовиться по завершении каждого календарного часа, смены, суток, недели, месяца. Аналитические отчеты могут быть как первичные, так и уточненные, если приходит информация за период, уже «закрытый» отчетом. Сообщения о формировании аналитических отчетов автоматически рассылаются зарегистрированным пользователям. Сервер контролирует полноту и достоверность информации, стабильно работает в автоматическом режиме, позволяет интегрировать данные в бухгалтерские системы, SAP, АСУ предприятия. Доступ к информации осуществляется через клиентское приложение ORF Manager. Работает в локальной сети.

ORF – универсальный сервис мониторинга транспорта, не привязанный к какому-либо конкретному типу бортового оборудования. Простой, экономный и гибкий протокол позволяет подключать практически любые виды бор-

товых терминалов для мониторинга транспорта, работающих по каналам связи GPRS, CDMA, SMS, GSM, радиоканалам. Для использования всех возможностей сервиса GPS мониторинга транспорта бортовое оборудование машины должно иметь приемник GPS или ГЛОНАСС, датчик расхода топлива, датчик уровня топлива, датчик оборотов двигателя. Альтернатива датчикам – подключение к CAN-шине.

Сервис мониторинга транспорта ORF имеет три уровня управления: машина – группа машин – автопарк. По этим уровням организован доступ пользователей к контролю автопарка: просмотру онлайн-информации GPS мониторинга (спутникового мониторинга) и отчетов.

Данная научная статья позволит специалистам приобрести необходимые знания и навыки для решения практических задач, возникающих при эксплуатации машинотракторного парка сельскохозяйственных и других предприятий.

Основная часть

Состав типового оборудования современных систем инструментального offline-/online-контроля расхода топлива и мониторинга режимов работы автотракторной техники показан на рис. 1.

Согласно рис. 1 информация об уровне и запасе топлива в топливном баке поступает на соответствующие входы терминалов СКРТ-31 и СКРТ-45 [1] от емкостного датчика DUT-E, а о количестве пусков двигателя, времени его работы и расходе топлива при работе в режимах пуска, холостого хода, номинальной работы и перегрузки – с соответствующих счетчиков расходомера DFM-100СК [2].

Общая структурная схема микропроцессорной системы бортового диагностирования технического состояния двигателя внутреннего сгорания показана на рис. 2. Она является составной частью (модулем) комплексной управ-

ляющей, диагностической и информационной системы колесных тракторов [1]. Такой концептуальный подход к общей структуре комплексной системы позволит при ее проектировании ис-

пользовать модульный принцип построения системы, что не является предметом рассмотрения в данной работе. Ядром системы (см. рис. 1) является микроЭВМ.

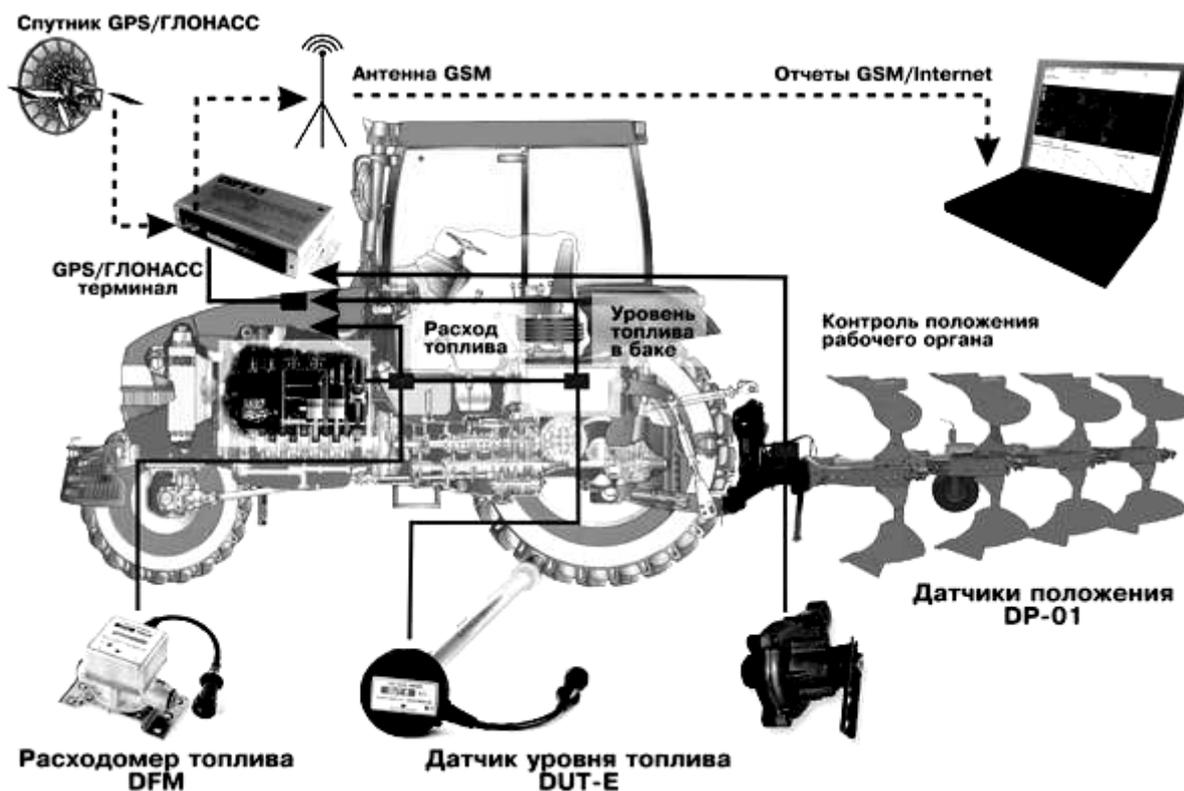


Рис. 1. Структурно-функциональная схема телематической системы контроля расхода топлива и режимов работы трактора

Терминал GPS/ГЛОНАСС – это устройство навигации и передачи информации на основе применения современных технологий спутникового мониторинга транспорта.

Практика показывает, что считывание информационных сигналов должно проводиться с частотой не менее 2 кГц, в противном случае диагностические параметры претерпевают значительные изменения, а это может привести к постановке ошибочного диагноза системой диагностирования [2].

Процедура бортового диагностирования технического состояния двигателя внутреннего сгорания заключается в следующем.

В ходе диагностирования микропроцессорная система реализует некоторый алгоритм, представляющий собой опрос датчиков диагностирования и сравнение полученных значений информационных сигналов с константами технически исправного двигателя внутреннего сгорания, занесенными в память микроЭВМ, а также правил последовательности выполнения и анализа этих проверок. Если в результате обработки полученной информации K -й элемент оказывается неисправным, то признаку неисправности ПН m присваивается необходимое значение и формируется соответствующее диагностическое сообщение.

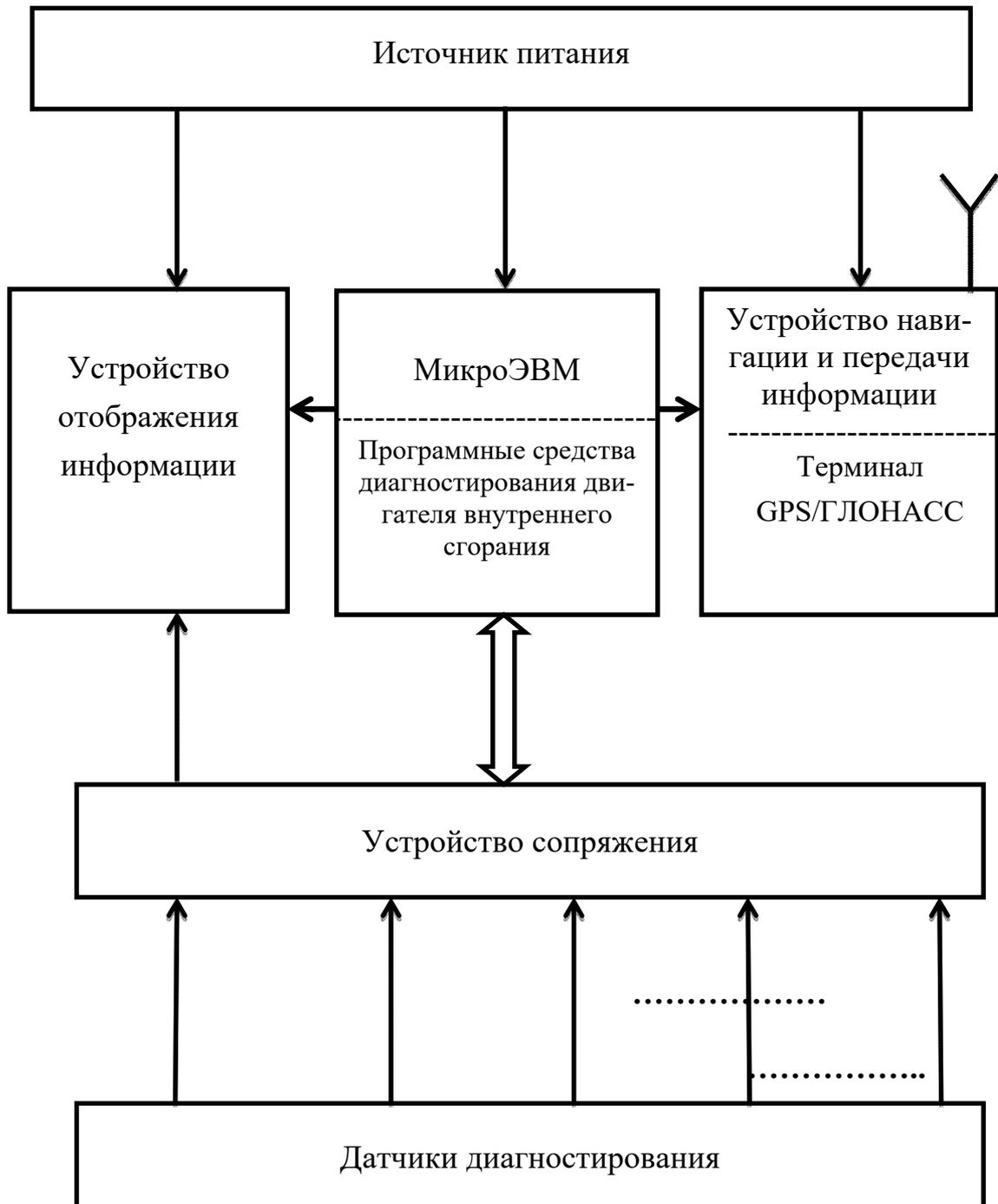


Рис. 2. Структурная схема микропроцессорной системы бортового диагностирования технического состояния двигателя внутреннего сгорания

Требования к повышению безопасности колесных тракторов посредством предупреждения отказов и устранения последствий этих отказов, радикальному уменьшению времени поиска неисправностей обуславливают необходимость применения в процессе бортового диагностирования двигателей внутреннего сгорания информационных технологий. Это позволит повысить показатели безопасности колесных тракторов, снизить продолжительность работ, трудовые и материальные затраты при техническом обслуживании и ремонте.

Диагностирование температурного режима двигателя начинается с проверки выражения

$$T_{дв} = T_{дв.ном}, \quad (1)$$

где $T_{дв}$ – текущее значение информационного сигнала температуры охлаждающей жидкости двигателя; $T_{дв.ном}$ – значение информационного сигнала, соответствующего номинальной температуре охлаждающей жидкости двигателя.

Если выражение (1) не выполняется, то проводится локализация неисправности, предусматривающая следующую проверку:

$$T_{дв} > T_{дв.ном}, \quad (2)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа «Перегрев двигателя».

Диагностирование уровня давления масла в системе смазки двигателя начинается с проверки выражения

$$P_{дв} = P_{дв.ном}, \quad (3)$$

где $P_{дв}$ – текущее значение информационного сигнала давления масла в системе смазки двигателя; $P_{дв.ном}$ – значение информационного сигнала, соответствующего номинальному давлению масла в системе смазки двигателя.

Информация о температуре и оборотах коленчатого вала ДВС поступает

на соответствующие входы терминала GPS/ГЛОНАСС СКРТ-45 от штатного датчика температуры охлаждающей жидкости двигателя внутреннего сгорания и клеммы W генератора.

Координаты местоположения и текущее время, по которым определяются скорость, маршрут и время работы исследуемого объекта в режиме движения, находятся по сигналам «видимых» навигационных спутников группировки GPS/ГЛОНАСС, принимаемым антенной GPS, подключенной к терминалу СКРТ-45.

Беспроводная передача телематической информации в виде сформированных терминалом СКРТ-45 GPRS-отчетов на удаленную точку доступа (сервер телематических услуг и/или персональный компьютер) потребителя/оператора-исследователя производится через вторую антенну и сеть GSM. Накопленная информация за квартал или любой произвольно выбранный период (час, день, неделю и т. д.) может быть считана с сервера телематических услуг зарегистрированным пользователем по специальному паролю через интернет [1].

Телематическая система контроля расхода топлива и режимов работы силового агрегата начинает свою работу при включении бортовой сети трактора и пуске двигателя.

Датчик уровня топлива DUT-E определяет и передает терминалам СКРТ-31 и GPS/ГЛОНАСС СКРТ-45 информацию о запасе, повышении или снижении уровня топлива в баке, при этом погрешность измерения составляет не более 1 %.

DUT-E устанавливают в бак транспортного средства. Датчик измеряет уровень топлива в баке и формирует выходной сигнал для передачи на терминал мониторинга транспорта.

Терминал осуществляет сбор, регистрацию, хранение полученных сигналов и их передачу на сервер телематических услуг. Установленное на сер-

вере программное обеспечение производит обработку и анализ полученных данных и формирует аналитические отчеты за выбранный период времени.

Отчеты позволяют пользователю анализировать данные объема топлива в баке транспортного средства.

Использование выходного протокола позволяет датчикам уровня топлива DUT-E CAN работать в составе телематической шины совместно с расходомерами топлива DFM CAN, другим штатным и дополнительным оборудованием.

С помощью DUT-E CAN в составе можно в режиме реального времени контролировать:

- уровень и объем топлива в баке;
- суммарный объем топлива от одного до восьми баков и отдельно в каждом баке;
- температуру топлива;
- паспортные данные датчика;
- наличие воды в топливе;
- неисправности датчика.

Терминал по одному интерфейсу CAN сможет получать информацию от одного до восьми датчиков DUT-E CAN и от одного до четырех расходомеров DFM CAN. Данная техническая возможность особенно актуальна для технологического транспорта, т. к. позволяет одновременно контролировать как сам автомобиль, так и его дополнительное оборудование.

Применение DUT-E в составе систем транспортной телематики позволяет владельцу транспорта получать достоверную информацию о текущем количестве топлива в баке машины; определять точный объем заправок автомобиля; выявлять факты воровства топлива из бака; контролировать расход топлива.

Принцип работы DUT-E основан на измерении электрической емкости конденсатора, в качестве обкладок которого используются трубки измерительной части датчика. Электрическая емкость изменяется в зависимости от

глубины погружения измерительной части в топливо, которое по своим свойствам является диэлектрической жидкостью. Электронная плата датчика анализирует текущее значение электрической емкости и формирует соответствующий выходной сигнал.

Пересчет уровня топлива в баке в объем топлива производится по тарифовочной таблице, для составления которой необходимо провести процедуру тарифовки бака. Данная процедура представляет собой последовательность заправок топлива фиксированными порциями в бак от пустого до полного состояния. В процессе тарифования устанавливается зависимость величины выходного сигнала DUT-E от объема топлива в конкретном топливном баке.

DUT-E может использоваться совместно с устройствами регистрации и отображения (в том числе с терминалами систем GPS/ГЛОНАСС мониторинга транспорта), характеристики входных интерфейсов которых совместимы с параметрами выходных сигналов DUT-E.

При использовании датчиков DUT-E AF/A5/A10/F/I вычисление объема топлива производится в устройстве регистрации (например, в терминале) либо на сервере услуг программным обеспечением системы мониторинга транспорта.

Датчики DUT-E 232/485/CAN могут самостоятельно рассчитывать текущий объем топлива в баке в соответствии с тарифовочной таблицей, вносимой во внутреннюю память датчика при помощи сервисного комплекта SK DUT-E.

Расходомер топлива DFM-100СК измеряет и передает параметры расхода топлива и времени работы дизельного двигателя на различных режимах терминалам СКРТ-31 и GPS/ГЛОНАСС СКРТ-45, а также данные отображаются на мониторе-индикаторе, при этом погрешность измерения составляет не более 1 %.

Терминал СКРТ-31 находился на

панели приборов трактора и отображал текущую информацию на встроенном дисплее СКРТ-31 для визуального контроля оператором-исследователем и/или водителем и одновременно регистрировал текущие параметры времени работы и расхода топлива в различных режимах для послерейсового контроля и анализа.

Терминал GPS/ГЛОНАСС СКРТ-45 обеспечивает регистрацию текущих параметров в режиме реального времени с привязкой к координатам местоположения, определяемых спутниковой системой и передачу информации в виде телематических отчетов через сеть GSM на сервер телематических услуг и далее, через интернет, на персональный компьютер оператора-исследователя.

Обработка информации и формирование необходимых отчетов на сервере телематических услуг производится с использованием специального серверного компьютера ORF – MONITOR 2.

Расходомер топлива DFM предназначен для контроля расхода дизельного топлива и учета времени работы двигателя транспортного средства: автотракторной техники, строительной и сельхозтехники, водного транспорта, железнодорожных машин. DFM также используется для измерения расхода топлива и времени работы дизель-генераторных установок, котлов, горелок и подобных стационарных агрегатов.

DFM – средство прямого измерения расхода топлива, которое применяется в составе систем GPS/ГЛОНАСС мониторинга транспорта либо в качестве автономного счетчика для учета расхода топлива.

Контроль расхода топлива транспортных средств и стационарных машин позволяет предприятию решить ряд задач:

- оптимальный режим эксплуатации техники;
- контроль времени работы;
- уточнение норм расхода топлива;
- исключение хищений топлива;
- прогнозирование необходимо-

сти техобслуживания.

Для достижения оптимального режима эксплуатации техники:

- водитель выбирает экономный режим работы двигателя, используя данные об оборотах двигателя и мгновенном расходе топлива;
- механик производит мониторинг показаний расхода топлива в системе телематики, удаленно следит за техническим состоянием двигателя и топливной системы, планирует проведение техобслуживания техники, исходя из реальных режимов эксплуатации.

Практически в каждой организации при эксплуатации техники происходит хищение топлива. Самый высокий процент хищений происходит на строительной, сельскохозяйственной и специальной технике, где списание топлива производится по часам. Сливы топлива, недоливы в бак, махинации с кассовыми чеками, топливными карточками – самые распространенные способы воровства топлива, которые устраняет внедрение контроля расхода топлива.

Система контроля расхода топлива позволяет исключить хищение топлива в автопарке и тем самым снизить общие затраты на эксплуатацию техники [3].

Кроме того, решается еще одна важная задача – контроль времени работы техники, что позволяет руководителю исключать нецелевое использование или простаивание техники. Решение этой задачи дает возможность наладить оплату водителя или оператора техники по фактическому времени работы.

Контроль расхода топлива на предприятии позволяет также уточнить нормы расхода топлива на каждую единицу техники. Практика показывает – парки техники, эксплуатирующие малораспространенные тракторы или специальные машины, имеют лишь общее представление о действительном расходе дизельного топлива. Утвержденные уполномоченными институтами нормы расхода в такой ситуации также не точные, поскольку не учитывают влияние

погодных условий и условий работы конкретной модели техники [4].

Таким образом, внедрение системы контроля расхода топлива на предприятии дает экономический эффект в нескольких направлениях:

- повышение производительности работы автопарка;
- экономия топлива и снижение затрат на горюче-смазочные материалы;
- организация оплаты труда по объему реально выполненной работы;

– увеличение срока службы машин, снижение затрат на ремонт и техобслуживание.

1. Контроль расхода топлива по изменению уровня в баке, контроль объемов заливок и сливов из бака. В данном способе, который представлен на рис. 3 и 4, используются данные от дополнительного датчика уровня топлива в баке, который измеряет текущий уровень топлива, объемы заливок и сливов топлива из бака.

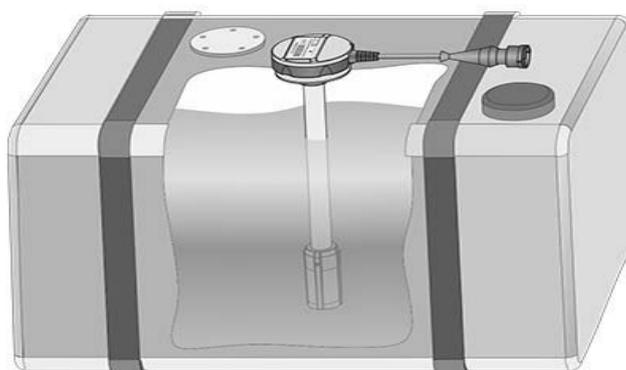


Рис. 3. Место расположения DFM-датчика

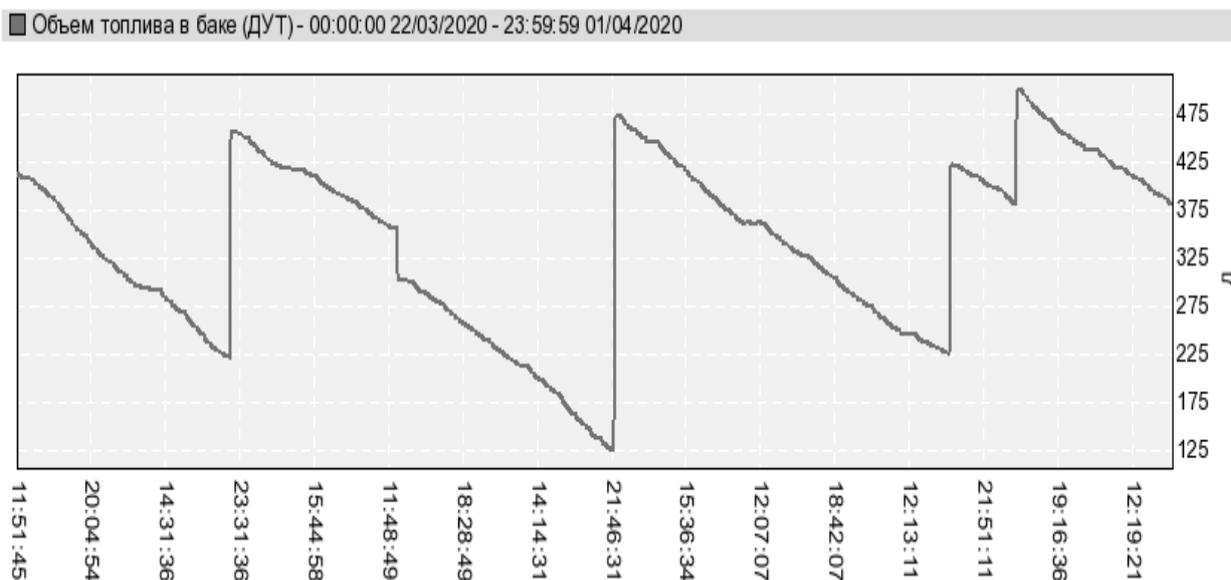


Рис. 4. Сводный отчет объема топлива в баке

2. Контроль расхода топлива по данным CAN-шины. В данном способе (см. рис. 4 и 5) используются данные блока управления двигателем, доступные в шине CAN или J1708. Данные в CAN-шине рассчитываются по зало-

женной производителем транспортного средства формуле, использующей известный объем впрыска топлива и продолжительность открытия форсунок. Представлен сводный отчет часового расхода топлива на рис. 6.

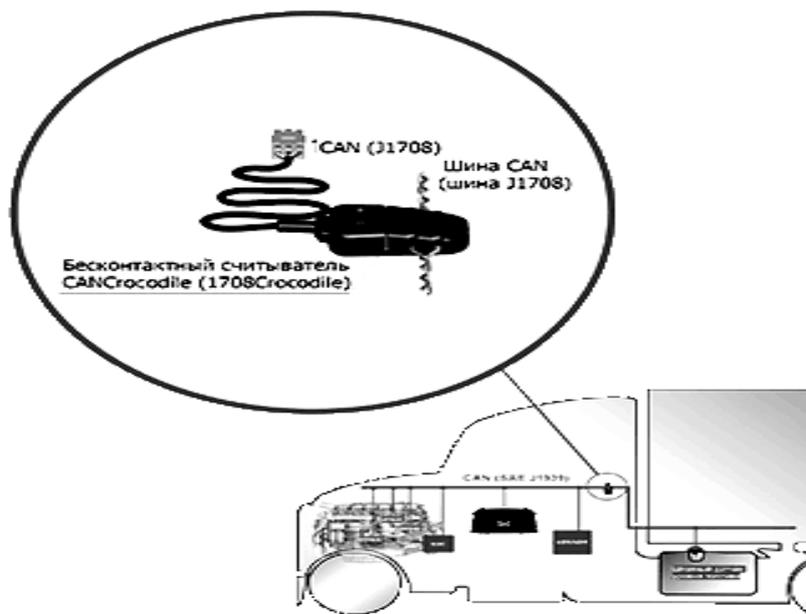


Рис. 5. Место расположения блока управления двигателем

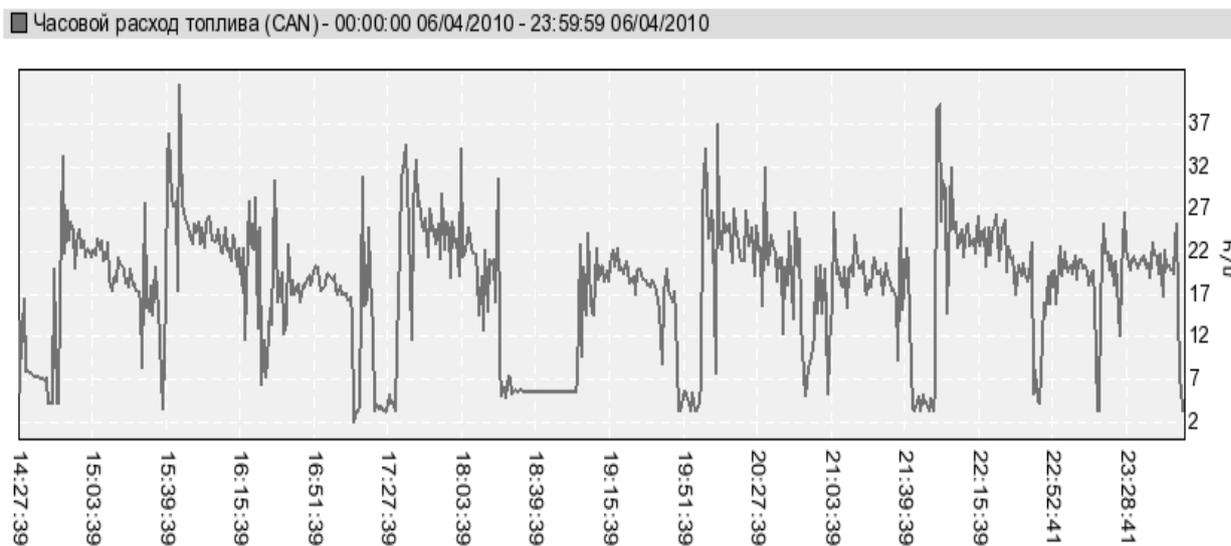


Рис. 6. Сводный отчет часового расхода топлива

3. Контроль расхода топлива по измерению объема, проходящего в топливной магистрали двигателя. Этот метод отличается от предыдущих

тем, что происходит контроль фактического потребления топлива двигателем, т. к. датчик расхода топлива устанавливается в топливную магистраль (рис. 7).

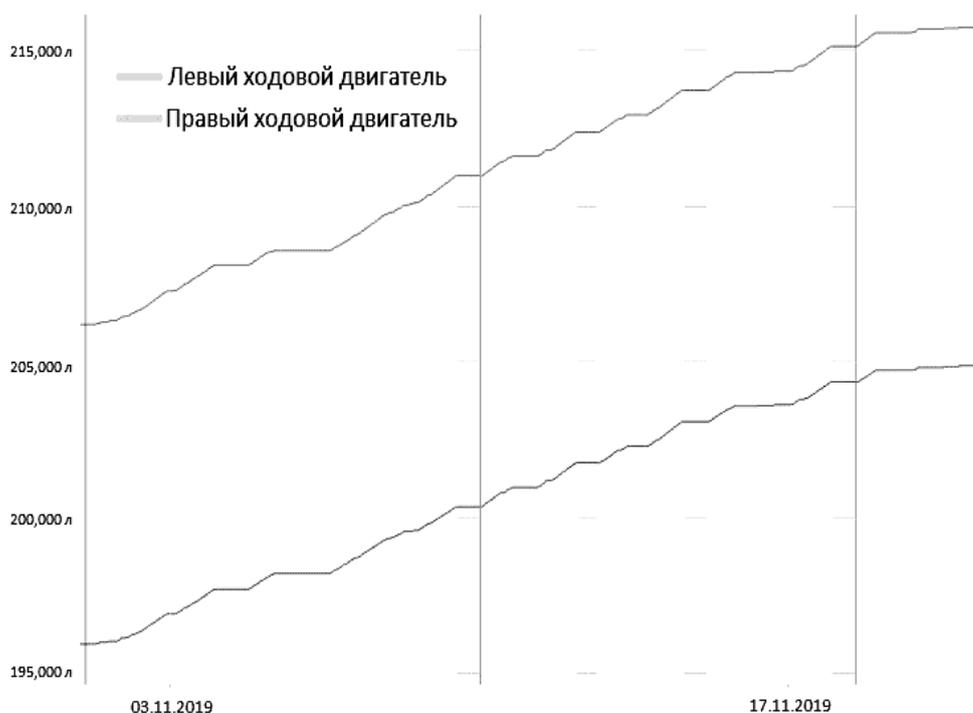


Рис. 7. График суммарного расхода топлива

Заключение

1. Рассмотрены методы контроля расхода топлива по изменению уровня в баке, контроль объемов заправок и сливов из бака по данным CAN-шины, измерению объема.

2. Рассмотрены принцип работы телематической системы и получение информации об уровне и запасе топлива в топливном баке, расположения датчика уровня топлива, методы измерения и передачи параметров расхода топлива, а также времени работы сельскохозяйственного агрегата.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Современные технологии в учебном процессе [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://bsatu.by/ru/sovremennye-tehnologii-v-uchebnom-processe-0>. – Дата доступа: 01.10.2021.
2. Мальцев, Н. Г. Современные методы контроля расхода топлива и их применение для мониторинга режимов работы автотракторной техники / Н. Г. Мальцев, Ю. Д. Карпиевич // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. ведущим ученым БГАТУ, создателям научной школы по автотракторостроению Д. А. Чудакову и В. А. Скотникову. – Минск: БГАТУ, 2013. – С. 35–39.

3. **Таранцев, Б. И.** Встроенные системы контроля и диагностирования современных автомобилей: обзор / Б. И. Таранцев. – Рига: ЛатНИИИТИ, 1982. – 52 с.

4. **Карпиевич, Ю. Д.** Микропроцессорная система бортового диагностирования степени износа фрикционных накладок ведомого диска сцепления / Ю. Д. Карпиевич // Вестн. БНТУ. – 2007. – № 6. – С. 76–78.

Статья сдана в редакцию 4 октября 2021 года

Ирина Иосифовна Бондаренко, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный аграрный технический университет. Тел.: +375-29-110-59-42. E-mail: irina-mi-k@yandex.ru.

Irina Iosifovna Bondarenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State Agrarian Technical University. Tel.: +375-29-110-59-42. E-mail: irina-mi-k@yandex.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_15

УДК 656

Д. В. Капский

ОБОБЩЕННЫЕ ПОДХОДЫ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ФОРМИРОВАНИЯ СЕТИ ГОРОДСКОГО ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА

D. V. Kapsky

GENERALIZED APPROACHES TO SOLVING PROBLEMS OF FORMING AN URBAN PASSENGER TRANSPORT NETWORK

Аннотация

Современный город представляет собой чрезвычайно сложный, саморазвивающийся организм, пытающийся сделать свою транспортную систему более устойчивой, в частности, за счет развитой системы маршрутного пассажирского транспорта, которая позволяет устойчиво развиваться городу. Однако, учитывая, что именно транспортная система города и городская логистика несет ответственность за повышенный уровень выбросов вредных веществ в атмосферу, городской шум, заторы на дорогах и аварийность, именно она должна стать основным направлением для непрерывного устойчивого экономического роста городских систем за счет оптимизированной системы маршрутного пассажирского транспорта. Именно такая система способна не генерировать лишних поездок, исключить излишние поездки на индивидуальном транспорте, повысить привлекательность маршрутного пассажирского транспорта и в целом мобильность населения, для чего необходимо правильно формировать такую сеть с учетом развития средств индивидуальной мобильности и немоторизованного транспорта.

Ключевые слова:

город, устойчивость, мобильность, издержки, городской маршрутный пассажирский транспорт, транспортная система, эффективность.

Для цитирования:

Капский, Д. В. Обобщенные подходы к решению задач формирования сети городского пассажирского транспорта / Д. В. Капский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 15–25.

Abstract

A modern city is a complicated and self-developing organism, striving to make its transport system more sustainable, specifically due to the developed system of route passenger transport, which contributes to the sustainability of the city development. However, given that the transport system and urban logistics account for high levels of emissions of harmful substances into the atmosphere, city noise, traffic congestion and accidents, it is the transport system, that should become one of the directions of the continuous sustainable economic growth of urban systems owing to an optimized route passenger transport system. Such system can help to avoid unnecessary trips, in particular, by individual transport, to increase attractiveness of route passenger transport and, in general, the mobility of the population, but it requires a correctly formed network, which takes into account the development of means of individual mobility and non-motorized transport.

Keywords:

city, sustainability, mobility, costs, urban route passenger transport, transport system, efficiency.

For citation:

Kapsky, D. V. Generalized approaches to solving problems of forming an urban passenger transport network / D. V. Kapsky // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 15–25.

Введение

Современный мир становится все более урбанизированным. В течение последних 100 лет мир пережил быструю урбанизацию [1]. Начиная с 2007 г. более половины населения мира живет в городах [2]. Согласно докладу ООН, посвященному изучению перспектив урбанизации, к 2050 г. около 70 % жителей нашей планеты будут проживать в городах, что создает новые вызовы к планированию городского пространства и стратегий бизнес-сообщества в плане обслуживания конечных потребителей (распределение товаров в розничных точках и обеспечение интернет-продаж) и обеспечения рабочей силой предприятий, к планированию развития общественного транспорта со стороны муниципалитетов и как совокупности коммерческих услуг (такси, аренда транспортных средств, коммерческие маршруты). При этом, согласно данным Всемирного банка, именно города и мегаполисы генерируют 80 % глобального ВВП и являются центрами экономического и социального взаимодействия. Однако на них также приходится и около 70 % глобальных выбросов углерода и более 60 % использования ресурсов [3]. Продолжающийся рост городского населения повлияет на расширение городских территорий, что увеличит спрос на грузовой и пассажирский транспорт. Несмотря на то, что урбанизация создает новые возможности как для мигрантов, так и для владельцев городского бизнеса, она также сопряжена с множеством проблем. В Республике Беларусь за последние 20 лет количество автомобилей увеличилось в 4 раза и превысило 3 млн единиц [4]. Этот рост вызвал ряд проблем, связанных с увеличением нагрузки на дорожную сеть, особенно в городах [5]. Снизилась скорость сообщения, ухудшились режимы движения, появились перегрузки, возросло количество аварий. Согласно итогам переписи населения 2019 г. в Респуб-

ке Беларусь проживают 9 413 446 человек [6]. Население Беларуси за 20 лет сократилось почти на 631,8 тыс. человек, при этом городских жителей стало больше. Так, количество городского населения увеличилось с 6 961 516 человек в 1999 г. до 7 299 989 человек в 2019 г., что составляет более 77,5 % от общей численности населения. Сельских жителей, наоборот, стало меньше примерно на 970 тыс. человек: с 3 083 721 до 2 113 457. Именно поэтому качество транспортных систем выходят на первый план, принося не только положительные, но и отрицательные эффекты в городскую жизнь (рис. 1).

Таким образом, динамичное развитие городских территорий из-за быстрой урбанизации создает серьезные проблемы для предоставления транспортных услуг растущему населению. В связи с этим необходима трансформация городской логистики, требующая комплексного понимания транспортных, экономических, экологических и социальных аспектов для выработки устойчивых решений в сфере планирования и координации потоков товаров (грузов) и пассажиров, личного, маршрутного пассажирского и коммерческого (грузового) транспорта. Безусловно это влечет за собой необходимость создания соответствующей инфраструктуры в черте города с учетом интересов всех заинтересованных сторон (жителей города, бизнес-сообщества, государственных структур, туристов и пр.), а также разработки четких критериев оценки эффективности (операционные затраты на логистику, вложения в инфраструктуру, экологические потери, экономические потери, социальные издержки, уровень сервиса и качества предоставляемых услуг пассажирам и др.) и устойчивого развития транспортных систем и симбиотических городов в целом, что невозможно без целостно сформированной системы городского пассажирского транспорта.

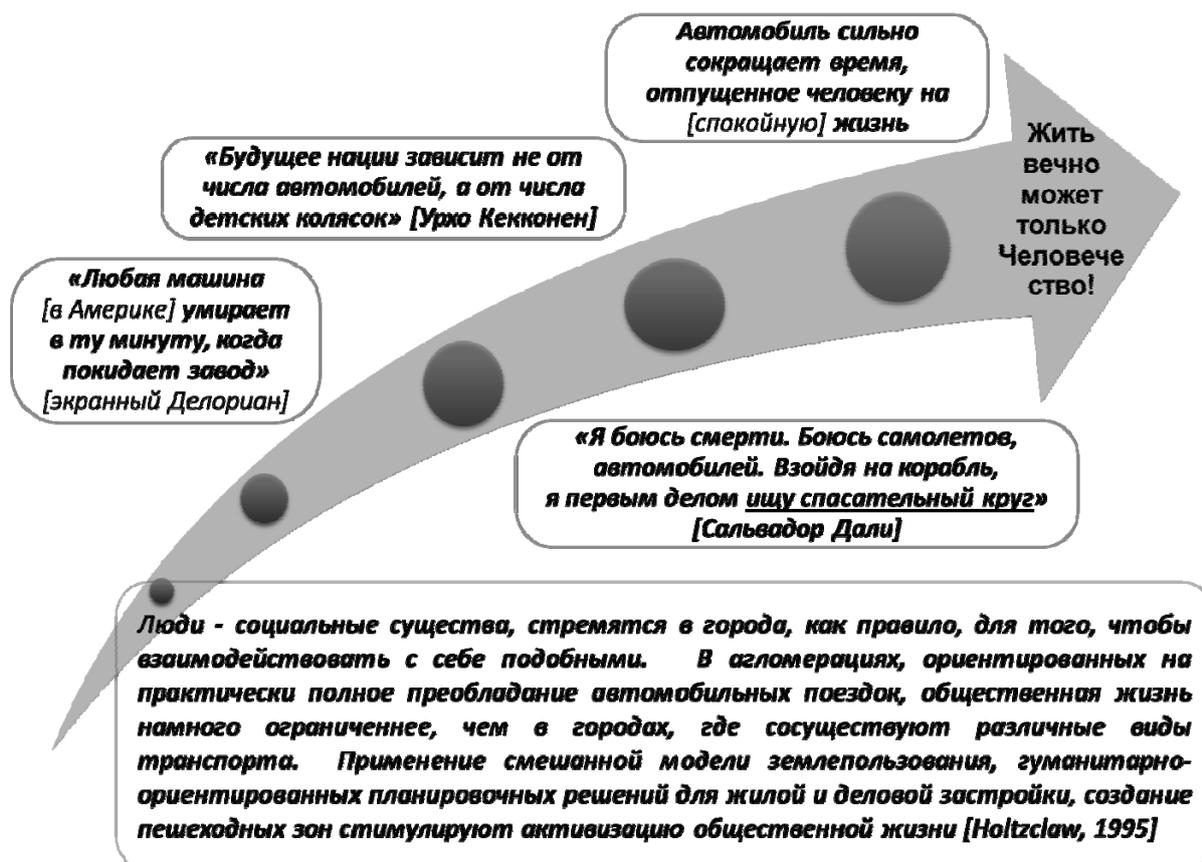


Рис. 1. Подходы к оценке влияния автомобилизации на человека

Методические подходы к построению сети городского маршрутного пассажирского транспорта (ГМПТ)

В качестве примера расчетной схемы рассматривается небольшой город (проектная численность населения по Генеральному плану – около 50 тыс. жителей), при этом представленные пояснения позволяют распространить методические подходы и на более крупные города. Структура предлагаемой расчетной схемы также рассматривается в упрощенном составе. В частности, приводится расчетная схема только для системы ГМПТ, хотя данный подход может с некоторыми изменениями использоваться и для расчета интенсивности движения автомобильного транспорта на улично-дорожной сети. Главное, предлагаемый подход учитывает, по

возможности, все основные этапы транспортного планирования городов и агломераций. Иногда простые методики численной оценки оказываются востребованными для получения быстрых результатов, которые могут быть положены в основу предложений, разрабатываемых в составе документации территориального и транспортного планирования, а также при проведении научных исследований пространственного развития. Известен следующий порядок классической схемы расчета интенсивности потокораспределения, ставшей своеобразным стандартом для всех специалистов, занимающихся данной темой: генерация поездок; распределение поездок по транспортным районам (построение матрицы межрайонных корреспонденций); выбор способа передвижения; распределение поездок по сети (расчет

потокораспределения в сети). Данная последовательность вычислительных процедур применима как для оценки современного состояния транспортных систем городов, так и для получения расчетных показателей функционирования транспортных систем на некоторую перспективу. В практической деятельности по градостроительству и транспортному планированию горизонт такой перспективы соответствует, как правило, расчетному сроку, на который разрабатывается документация. Именно такой подход и рассмотрен в настоящем издании: расчеты параметров функционирования системы ГМПТ осуществляются на базе оценки спроса на передвижения, который соответствует перспективной ситуации, определенной генеральным планом города.

Существует достаточно много аналогичных методик расчета транспортных систем городов, различающихся подробностью рассмотрения и набором учитываемых факторов. Многие из таких методик предлагаются для курсовых работ в различных высших учебных заведениях, направление обучения в которых связано с градостроительством и транспортным планированием. В основе описываемой расчетной схемы лежат подходы, базовые положения которых разработаны М. С. Фишельсоном [7] – основателем советской научной школы транспортно-градостроительного планирования. Разработанные им методические подходы адаптированы к современным условиям на основе практического опыта авторов данного издания. Основа методики – оценка (прогнозирование) транспортного спроса, определяющего проектные и организационные решения в части ГМПТ. При этом важно понимать, что параметры транспортного спроса сами могут являться объектом управления, но данный аспект находится вне зоны рассмотрения этой методики.

Существенным допущением мно-

гих разработанных методик проектирования систем маршрутного пассажирского транспорта является то, что они ориентированы на создание систем ГМПТ в новых городах, планировочная структура которых задается в рамках разработки таких проектов. С точки зрения обучения навыкам транспортного планирования такой подход оправдан, но на практике появление новых городов – крайне редкое событие в современном градостроительстве. Поэтому в практической работе полученная в результате расчетов «идеализированная» транспортная система должна быть откорректирована с учетом особенностей сложившейся структуры ГМПТ и маршрутной сети, а также возможностей по реализации разработанных предложений.

Предлагаемая расчетная схема состоит из следующих этапов. Анализ системы расселения, планировочной структуры и транспортной системы города. Определение границы рассмотрения. Построение системы транспортного районирования территории. Прогноз уровня подвижности населения на маршрутном пассажирском транспорте. Предварительное проектирование сети ГМПТ. Прогноз численности населения по транспортным районам. Прогноз количества мест приложения труда по транспортным районам. Расчет параметров генерации поездок на маршрутном пассажирском транспорте. Расчет матрицы межрайонных корреспонденций. Построение картограммы (эпюры) пассажиропотоков. Корректировка сети ГМПТ. Расчет парка подвижного состава ГМПТ.

Результатом предлагаемой методики является определение базовых параметров функционирования системы городского маршрутного пассажирского транспорта: средней дальности поездок, объема парка подвижного состава, а также построение перспективной картограммы пассажиропотоков на транс-

портной сети, которая является основой для принятия проектных решений в части развития ГМПТ. Дополнительно представлены подходы по распределению перевозок по видам маршрутного пассажирского транспорта, расчету маршрутной сети, оценке эффективности транспортной системы.

В качестве исходной информации выступают документация территориального планирования (генеральный план), определяющая направления развития городской территории, а также документация социально-экономического развития, содержащая, в частности, экономические прогнозные показатели и прогнозную структуру занятости населения. Также в качестве исходной информации следует упомянуть параметры существующей системы ГМПТ и показатели транспортной подвижности. Указанные параметры образуют комплекс факторов, определяющих количество совершаемых передвижений и их распределение по транспортной сети города: потокообразующие, транспортные и поведенческие факторы.

Методы оценки транспортного спроса как основы проектирования системы ГМПТ базируются на исследовании замкнутой системы передвижений в городах. Выделение территорий городских агломераций можно производить на основе следующих критериев [8]: высокая территориальная концентрация населения, производственной деятельности и объектов сферы услуг при значительной неоднородности территории по функциям и их плотности; достаточно высокая плотность городского населения и отсутствие значительных разрывов застройки; благоприятная временная транспортная доступность от окраин до центра агломерации (не более 1,5 ч), наличие транспортных коридоров, обеспечивающих успешное взаимодействие разных видов транспорта; значительная доля населения городских населенных

пунктов пригородной зоны от общей численности городского населения агломерации (не менее 10 %); наличие массовых маятниковых трудовых, учебных, культурно-бытовых, деловых и рекреационных миграций; значительная доля трудоспособного населения, проживающего в пригородной зоне, но работающего в центре (ядре) агломерации (не менее 15 %); достаточно тесные связи по социально-бытовой и инженерно-технической инфраструктуре; преобладающая взаимодополняемость видов деятельности и территориальных единиц в городской агломерации (что предопределяет развитие тесных связей внутри агломерации); относительная целостность рынков труда, недвижимости, земли в пределах агломерации. Существуют также методики численных расчетов границ зон влияния на основе средневзвешенных показателей интенсивности связей. На рис. 2 представлено схематичное представление границ зоны влияния (агломерации) городского центра [9].

На практике сбор информации о территории и транспортной системе в границах агломерации (зоны влияния) может вызывать определенные затруднения, т. к. статистические данные и данные иных информационных источников группируются по административно-территориальным единицам, границы которых, как правило, не совпадают с границами агломераций. Кроме того, при расчете системы маршрутного пассажирского транспорта на перспективу используемые в качестве источника исходной информации документы территориального планирования также разрабатываются в пределах административных или муниципальных границ.

Таким образом, процедура сбора исходной информации может потребовать изучения документации на смежные административно-территориальные единицы, находящиеся в границах агломерации. Отдельно следует обратить вни-

вание на ситуации, при которых рассматриваемый город входит в состав агломерации более крупного города-центра. В этих случаях расчет спроса на

передвижения должен учитывать внешние по отношению рассматриваемого города передвижения.

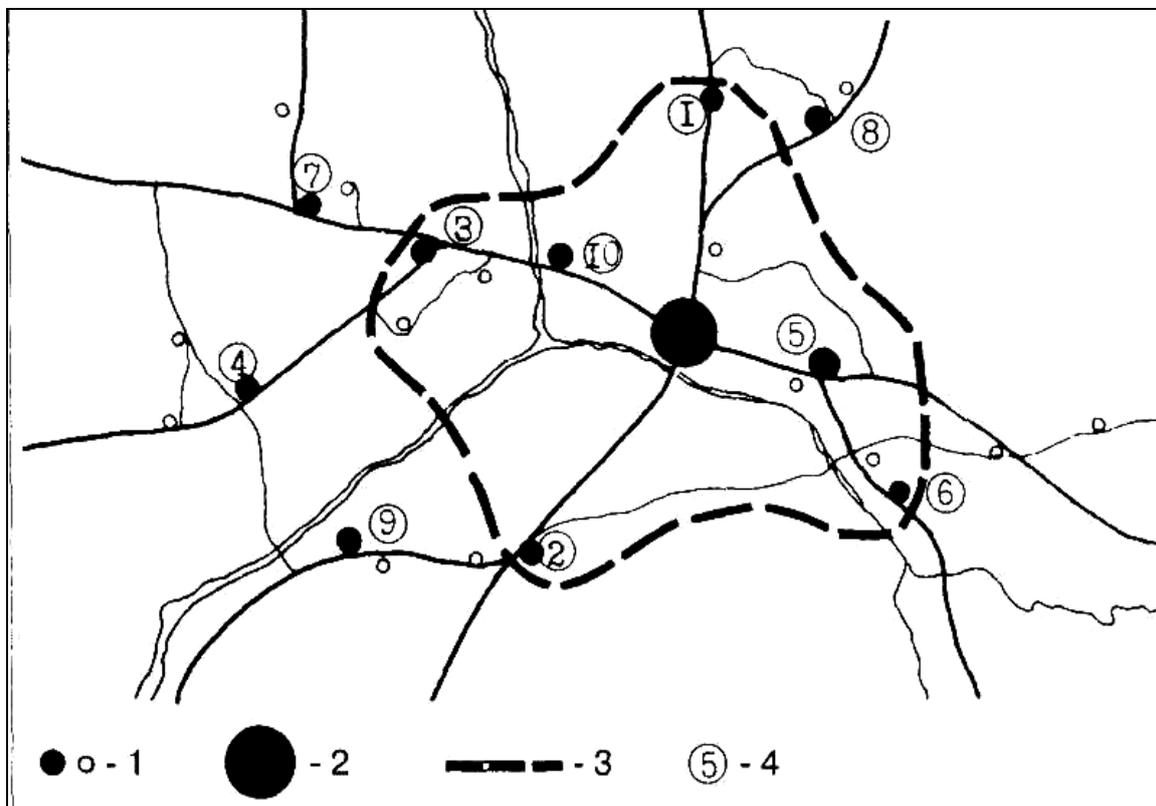


Рис. 2. Определение границ зоны влияния города-центра (по [9]): 1 – населенные пункты; 2 – город-центр; 3 – границы зоны влияния города-центра; 4 – номер населенного пункта

Построение системы транспортного районирования территории

Для оценки (прогнозирования) спроса на передвижения рассматриваемая территория разбивается на расчетные транспортные районы. Суммарное количество транспортных районов в первом приближении можно определить исходя из расчета: один транспортный район на 10 тыс. жителей (хотя при транспортном районировании не нужно стремиться к равенству районов по численности населения). Важно отметить, что указанный норматив относится, в первую очередь, к методике районирования для решения расчетных задач в

сфере индивидуального транспорта. Поскольку мы рассматриваем расчетную схему, сразу ориентированную на перспективную ситуацию, в качестве основы для построения системы транспортного районирования должна выступать схема функционального зонирования генерального плана (рис. 3).

Рекомендуется следующая последовательность в определении границ транспортных районов. Выделить внешнюю границу системы транспортного районирования. Выделить основные линейные гидрографические объекты (крупные реки, цепочки озер и т. д.). Выделить элементы рельефа, разделяющие территорию на изолированные

участки (горы, цепочки холмов и т. д.). Выделить магистральные железные дороги. Выделить крупные разрывы меж-

ду застроенными и предполагаемыми к застройке территориями.

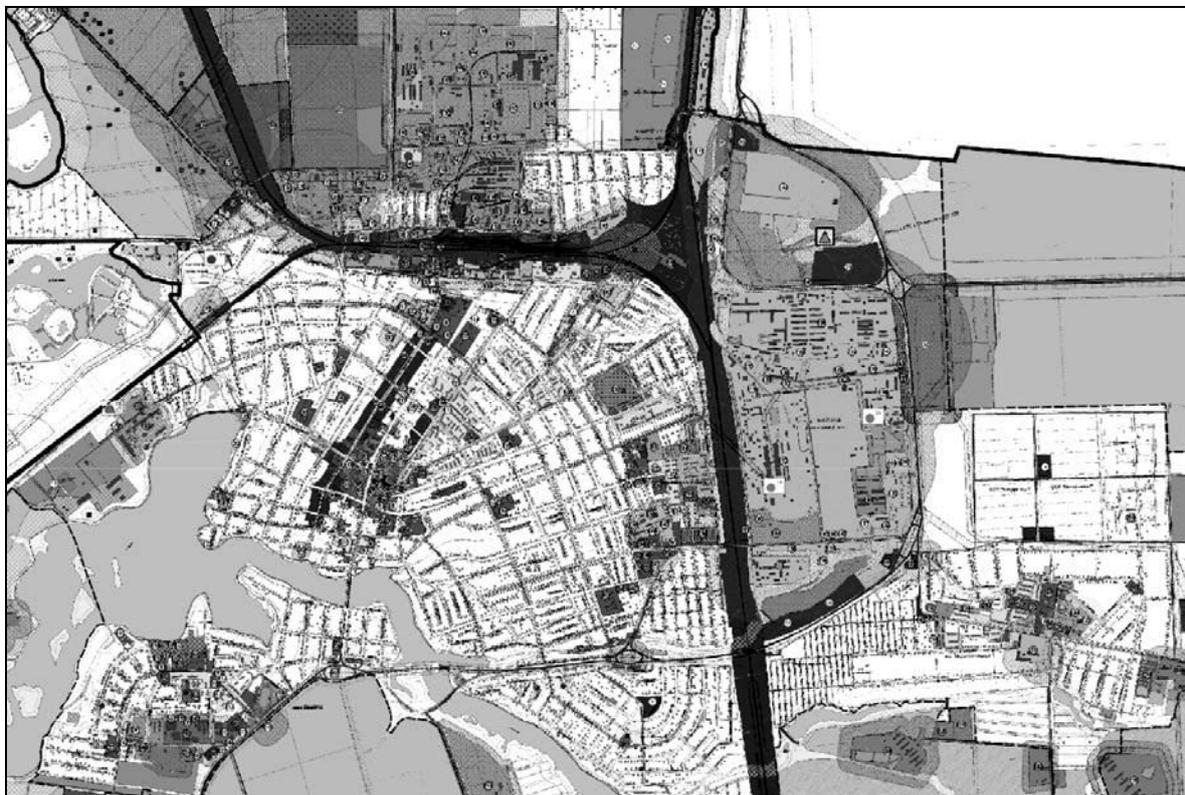


Рис. 3. Схема функционального зонирования генерального плана города

Данный подход позволит получить укрупненную систему районирования. Исходя из общего количества транспортных районов оставшуюся территорию следует разделить на районы согласно принципам функциональной однородности и размещения «центра тяжести» районов на основных транспортных магистралях (рис. 4).

Все транспортные районы должны иметь идентификационные номера, последовательность нумерации районов обычно осуществляется по правилу меандра или спирали. После разбивки территории на районы в каждом из них должен быть определен центроид (характеристический центр). В качестве такого центра тяжести может быть принят геометрический центр площади

района или, в случае значительной неравномерности функционального зонирования, центр ареала жилой или производственной застройки. Внешние районы (кордоны) в рассматриваемой расчетной схеме не учитываются.

Прогноз уровня подвижности населения на городском маршрутном пассажирском транспорте

Переход от численности населения и количества мест приложения труда к показателям «отправлений» и «прибытий» в единицу времени может осуществляться через величину подвижности на маршрутном пассажирском транспорте. В целом объем отправок и прибытий для трудовых передвиже-

ний в утренний максимальный час определяется по следующим формулам:

$$P = Nk_{\text{сам}}V_{\text{ГМПТ}}k_{\text{час}}/365; \quad (1)$$

$$Q = MV_{\text{ГМПТ}}k_{\text{час}}/365, \quad (2)$$

где N – объем отправок в утренний

максимальный час, пасс.-ч; M – объем прибытий в утренний максимальный час, пасс.-ч; $k_{\text{сам}}$ – доля самостоятельного населения; $V_{\text{ГМПТ}}$ – уровень подвижности населения на ГМПТ, поездок на жителя в год; $k_{\text{час}}$ – доля утреннего максимального часа в сутках.

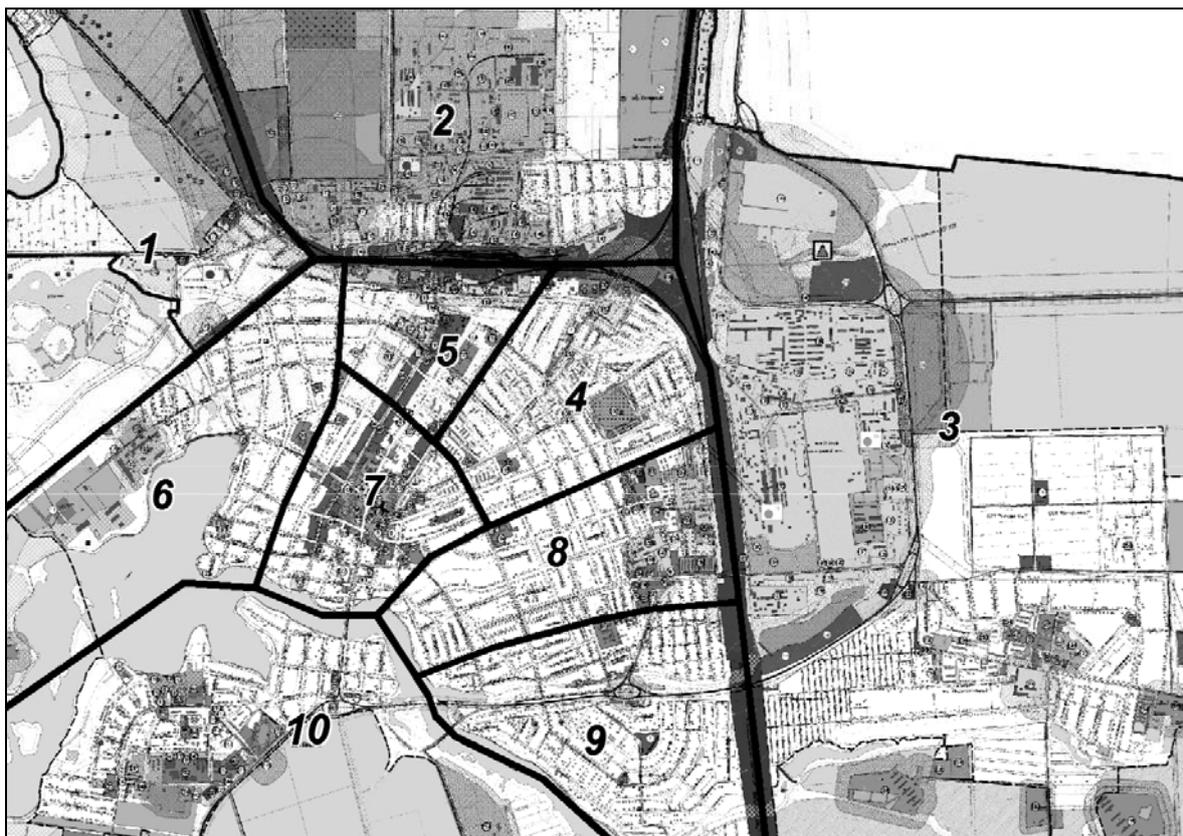


Рис. 4. Система транспортного районирования

Сама величина подвижности на маршрутном пассажирском транспорте зависит от ряда факторов, таких как уровень автомобилизации, плотность населения, средний годовой доход на душу населения. На практике для оценки величины подвижности можно использовать эмпирические зависимости, например:

$$V_{\text{ГМПТ}} = 391 + 231 \cdot \ln \delta_{\text{н}} - 34,9 (0,705 \cdot e^{0,0057A}) + 0,982 (0,705 \cdot e^{0,0057A})^2, \quad (3)$$

Машиностроение

где $\delta_{\text{н}}$ – плотность населения, тыс. чел./км²; A – уровень автомобилизации населения, авт./ 1000 чел.

Показатели подвижности в городах меняются со временем; ниже приведены некоторые методы прогнозирования этих показателей [10, 11].

1. Моделирование рядов динамики транспортной подвижности. Данный метод предполагает экстраполяцию с учетом основных факторов, таких как динамика коэффициента пересадочности, влияние временного населения, изменение транспортного поведения и т. д.

2. Моделирование на основе теории минимизации транзакционных издержек в перемещениях. Транзакционные потери, связанные с осуществлением внутригородской подвижности, имеют временную и стоимостную составляющие, причем стоимость перемещения является платой за экономию его времени, что позволяет говорить о единой сущности данных составляющих. Данный метод основан на положениях институциональной экономической теории, которая трактует транзакционные издержки как эквивалент стоимости дополнительной услуги, позволяющей сократить время транзакции.

3. Метод сравнительных аналогий.

Предварительное формирование топологической структуры сети ГМПТ

Одной из процедур расчетной схемы является построение предварительной сети ГМПТ (в предлагаемом примере рассматриваются только автобусы). На данной предварительной сети будет производиться построение картограммы пассажиропотоков.

Принципы построения предварительной сети следующие.

1. Все основные пункты ГМПТ (вокзалы, аэропорты, крупные торговые комплексы, административные здания, зоны отдыха и т. д.), жилые микрорайоны и производственные зоны связываются транспортными линиями, по возможности, по кратчайшим расстояниям.

2. Линии транспорта, по возможности, трассируются вблизи центра застройки района.

3. Основные линии транспорта проектируются по магистральным улицам и улицам, допускающим пропуск ГМПТ.

4. Необходимо обеспечить минимизацию длины сети ГМПТ при условии максимального обслуживания

территории города.

Кроме того, расстояние между линиями ГМПТ нужно принимать таким, чтобы величина пешеходного подхода к ним не превышала 500 м. Необходимо также избегать сложных транспортных узлов, ограничивающих пропускную способность в узлах пересечения.

На рис. 5 представлена предварительная сеть ГМПТ, а также территория, удовлетворяющая требованиям по обеспечению 500-метровой пешеходной доступности линий ГМПТ.

Для проверки целесообразно вычислить плотность сети ГМПТ, которая должна находиться в пределах норматива:

$$\delta_{л} = L_{застр} / S_{застр} = 1,5 \dots 2,5 \text{ км/км}^2, \quad (4)$$

где $L_{застр}$ – суммарная длина сети в пределах застроенных или предполагаемых к застройке территорий, км; $S_{застр}$ – площадь застроенных или предполагаемых к застройке территорий, км².

Заключение

Приведен обобщенный подход к решению задач формирования сети городского пассажирского транспорта. Приведен перечень исходных данных для формирования сети пассажирского транспорта в крупном городе с учетом различных особенностей ее формирования и развития города, а также мобильности населения. В рассматриваемом примере плотность сети ГМПТ – $58,5/17,1 = 3,4 \text{ км/км}^2$, что превышает рекомендуемые значения. Но поскольку в городе преобладает усадебная застройка, то такое превышение может быть оправдано с учетом необходимости соблюдения нормативной пешеходной доступности (см. рис. 5). Практически все территории жилой и производственной застройки находятся в зоне нормативной пешеходной доступности.

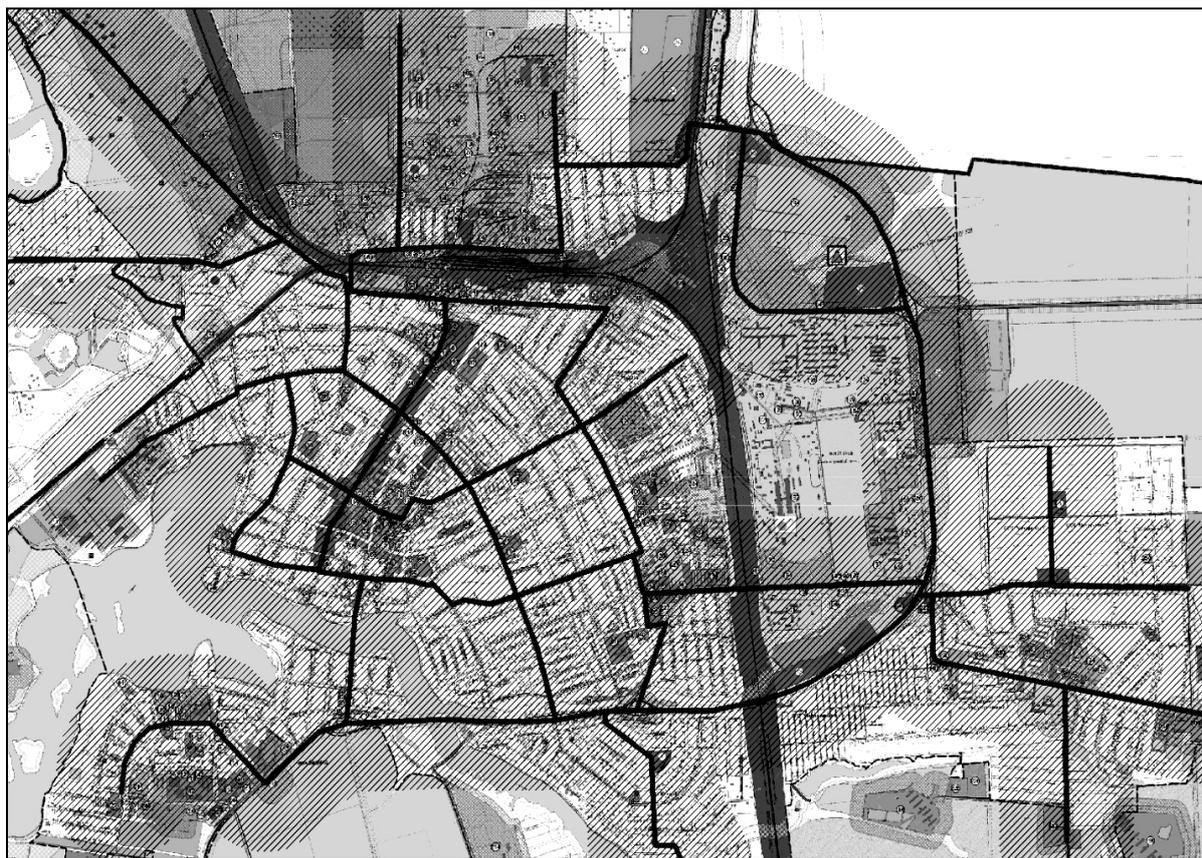


Рис. 5. Схема предварительной сети городского маршрутного пассажирского транспорта (штриховкой показаны зоны 500-метровой пешеходной доступности)

Поскольку городская логистика является междисциплинарным и симбиотическим предметом – сложнейшим социально-экономическим процессом, затрагивающим различные вопросы планирования и управления не только системами городского грузового, но и пассажирского транспорта, то ее можно определить как процесс оптимизации

транспортно-логистической деятельности государственных предприятий и частных компаний с учетом транспортной среды, загрузки дорог, потребления (сокращения затрат) энергии для синергетического эффекта по снижению негативного воздействия транспорта на жителей города [11, 12].

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. United Nations, Department of Economic and Social Affairs, Population Division // World urbanization prospects. The 2014 revision (ST/ESA/SER.A/366). – New York: Author. 2015.
2. **Chester, M. V.** Environmental assessment of passenger transportation should include infrastructure and supply chains / M. V. Chester, A. Horvath // Environ. Res. Lett. – 2009. – № 4.
3. Цель 11. Обеспечение открытости, безопасности, жизнестойкости и экологической устойчивости городов и населенных пунктов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/ru/cities/>. – Дата доступа: 10.02.2021.
4. Сведения о состоянии дорожно-транспортной аварийности в Республике Беларусь в 2020 году: анализ. сб. / Под общ. ред. Ю. Г. Назаренко. – Минск: МВД Респ. Беларусь, 2021. – 94 с.
5. **Капский, Д. В.** Методология повышения качества дорожного движения: монография / Д. В. Капский. – Минск: БНТУ, 2018. – 372 с.

6. Подведены итоги переписи населения Республики Беларусь 2019 года [Электронный ресурс] / Новости PRAVO.BY. – Режим доступа: <https://pravo.by/novosti/novosti-pravo-by/2020/september/54414/> – Дата доступа: 10.02.2021.
7. **Овечников, Е. В.** Городской транспорт: учебное пособие / Е. В. Овечников, М. С. Фишельсон. – Москва: Высшая школа, 1976. – 352 с.
8. **Лосин, Л. А.** Административно-территориальные преобразования и формирование локальных центров расселения на территории Санкт-Петербургской городской агломерации / Л. А. Лосин, В. В. Солодилов, Г. П. Ляпунова // Экономика Северо-Запада: проблемы и перспективы развития. – 2020. – № 2 (61).
9. **Сосновский, В. А.** Прикладные методы градостроительных исследований / В. А. Сосновский, Н. С. Русакова. – Москва: Архитектура-С, 2006. – 112 с.
10. Расчет транспортной подвижности населения Санкт-Петербурга с использованием городского маршрутного пассажирского и индивидуального пассажирского транспорта: материалы по обоснованию проектных решений Генерального плана Санкт-Петербурга / Отв. испол. В. В. Солодилов. – Санкт-Петербург: Петербургский НИПИГрад, 2004.
11. **Капский, Д. В.** Транспорт в планировке городов: пособие для студентов специальности 1-44 01 02 «Организация дорожного движения»: в 10 ч. Ч. 1: Транспортное планирование: математическое моделирование / Д. В. Капский, Л. А. Лосин. – Минск: БНТУ, 2019. – 94 с.
12. Транспортное моделирование и оценка условий дорожного движения с использованием навигационной информации: монография / Д. В. Капский [и др.]. – Минск: Капитал Принт, 2018. – 144 с.

Статья сдана в редакцию 17 ноября 2021 года

Денис Васильевич Капский, д-р техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет.
E-mail: d.kapsky@gmail.com.

Denis Vasilyevich Kapsky, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University.
E-mail: d.kapsky@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_26

УДК 621.876.1

А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, М. В. Соболев, В. А. Далимаев, Г. С. Сеницын

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ НАТЯЖНЫХ УСТРОЙСТВ КАНАТОВ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ СКОРОСТИ И ОБОСНОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К НИМ ПРИ КОМПЛЕКТАЦИИ ИМИ ЛИФТОВ БЕЗ МАШИННОГО ПОМЕЩЕНИЯ И С УМЕНЬШЕННЫМ ПРИЯМКОМ

A. V. Kutsepolenko, M. E. Podymako, M. V. Sobolev, V. A. Dalimaev, H. S. Sinitsyn

COMPARATIVE ANALYSIS OF STRUCTURAL DIAGRAMS OF ROPE TENSIONING DEVICES FOR SPEED LIMITERS AND JUSTIFICATION OF REQUIREMENTS FOR THEM IN MACHINE ROOM-LESS ELEVATORS WITH A REDUCED PIT

Аннотация

Обоснованы требования, предъявляемые к натяжному устройству ограничителя скорости дополнительно к его основному назначению по обеспечению необходимого натяжения каната ограничителя скорости в связи с все более широким распространением лифтов без машинного помещения и уменьшенной глубиной приямка. Сформулировано понятие минимального вертикального габарита натяжного устройства, определяемое только диаметром шкива и его ходом, необходимым для вытяжки каната до момента, когда потребуется укорачивание каната. Проведен анализ конструктивных схем натяжных устройств и составлено техническое задание на разработку пружинного натяжного устройства, соответствующего всем вышесформулированным требованиям.

Ключевые слова:

лифт без машинного помещения, уменьшенный приямок лифтовой шахты, натяжное устройство каната ограничителя скорости, пружинное натяжное устройство, ход натяжного шкива, вертикальный габарит натяжного устройства.

Для цитирования:

Сравнительный анализ конструктивных схем натяжных устройств канатов ограничителей скорости и обоснование требований к ним при комплектации ими лифтов без машинного помещения и с уменьшенным приямком / А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, М. В. Соболев, В. А. Далимаев, Г. С. Сеницын // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 26–36.

Abstract

The paper substantiates the requirements for the speed limiter tensioner in addition to its main purpose of ensuring the required tension of the speed limiter rope due to the increasingly widespread use of elevators without a machine room and with a reduced pit depth. The concept of the minimum vertical dimension of the tensioning device is formulated, which is determined only by the diameter of the pulley and its travel, necessary for the compensation of the rope tension until the moment when the rope shortening is required. The analysis of the structural diagrams of the tensioning devices has been carried out and the technical specifications have been drawn-up for the development of a spring tensioning device that meets all the above stated requirements.

Keywords:

machine room-less elevators, reduced shaft pit, speed limiter rope tensioner, tension weights, spring tensioner, tension pulley travel, vertical dimension of the tensioning device.

For citation:

Comparative analysis of structural diagrams of rope tensioning devices for speed limiters and justification of requirements for them in machine room-less elevators with a reduced pit / A. V. Kutsepolenko, M. E. Podymako, M. V. Sobolev, V. A. Dalimaev, H. S. Sinitsyn // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 26–36.

Введение

В настоящее время одним из перспективных направлений развития мировой лифтовой индустрии является использование лифтов без машинного помещения. Отсутствие машинного помещения экономит пространство и финансы, снижает трудоемкость проектирования здания, а также дает архитектору простор для фантазии. Преимущества таких лифтов обеспечивают их широкое применение в современных жилых и административных зданиях, отелях и коттеджах [1–3]. Модели лифтов без машинного помещения присутствуют практически у всех мировых производителей лифтов, например MonoSpace (KONE), GeN2 (OTIS) [4]. Фирма Thyssenkrupp предлагает потребителям лифт Synergy с высотой верхнего этажа не более 2600 мм и глубиной приямка 400 мм, что на 70 % меньше глубины традиционного приямка [2]. В последние годы ОАО «Могилевлифтомаш» в сотрудничестве с Объединенным институтом машиностроения Национальной академии наук Беларуси в рамках государственной научно-технической программы «Машиностроение и машиностроительные технологии» разработало и освоило производство лифта пассажирского без машинного помещения, с уменьшенными размерами шахты, приямка (400 мм) и верхнего этажа (2600 мм), грузоподъемностью 1000 кг с номинальной скоростью 1 м/с [1]. Современные темпы развития лифтостроения приводят к быстрому изменению традиционных понятий и традиционных требований к узлам лифтов [3]. В связи с отсутствием машинного помещения все лифтовое оборудование нужно раз-

мещать в лифтовой шахте, поэтому насыщенность приямка оборудованием существенно выросла. Ситуацию осложнило и то, что размеры самой шахты, верхнего этажа и приямка также были уменьшены по сравнению с типовыми лифтами. Поэтому конструкции многих узлов потребовали серьезной переработки с целью уменьшения занимаемого ими пространства. В том числе остро стояла проблема разработки натяжного устройства для уменьшенного приямка (400 мм). Для решения данной проблемы был проведен обзор известных конструктивных решений натяжных устройств, их анализ и сравнение по занимаемому пространству в приямке.

Натяжное устройство каната ограничителя скорости предназначено для обеспечения необходимого натяжения каната ограничителя скорости [5], что, в свою очередь, создаёт необходимую для включения ловителей силу трения между канатом и ручьём шкива ограничителя скорости (усилие протягивания). В состав любого натяжного устройства входят шкив, охватываемый канатом ограничителя скорости, и элементы, создающие в нем усилие натяжения [6–10].

В типовых конструкциях лифтов используется грузовое натяжное устройство (рис. 1), в котором усилие натяжения каната ограничителя скорости создается, в основном, весом груза 1, установленным на рычаге 2, шарнирно закрепленном на кронштейне 3, который в свою очередь при помощи прижимов 4 закреплен на лифтовой направляющей. Шкив 5 тоже установлен на рычаге 2, поэтому его вес также участвует в создании усилия натяжения каната, однако создаваемое им усилие значительно

меньше, чем создаваемое грузом 1. Натяжное устройство имеет ложку 6, которая, при критической вытяжке или обрыве каната, взаимодействует с роликовым

рычагом конечного выключателя 7, контакт которого заведён в электрическую цепь безопасности [5].

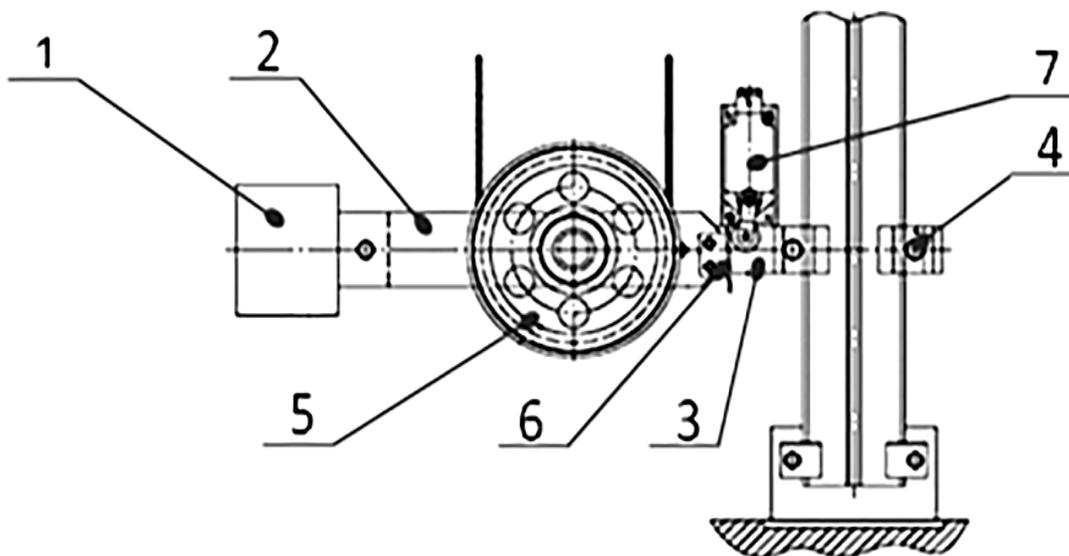


Рис. 1. Типовая конструкция грузового натяжного устройства: 1 – груз; 2 – рычаг; 3 – кронштейн; 4 – прижим; 5 – шкив; 6 – ложка; 7 – выключатель

При критической вытяжке каната и, соответственно, срабатывании выключателя, разрывающего электрическую цепь безопасности, требуется произвести укорачивание каната. Чем большую вытяжку каната допускает конструкция натяжного устройства, тем реже требуется производить укорачивание каната и, соответственно, обслуживание натяжного устройства.

В большинстве случаев натяжное устройство каната ограничителя скорости располагается в приямке шахты лифта и, соответственно, его вертикальные габариты влияют на необходимую высоту приямка.

ОАО «Могилевлифтмаш», как и ведущие производители, стремится изготавливать лифты с все меньшей глубиной приямка. Очевидно, что для их производства требуется уменьшение габаритов всех узлов и устройств лифта, располагаемых в приямке, в том числе и натяжного устройства. Кроме

того, в лифтах без машинного отделения все оборудование размещается внутри шахты и поэтому приямок становится все более насыщенным оборудованием, при этом должно оставаться место и для организации рабочего пространства обслуживающего персонала.

Существуют рычажные натяжные устройства, которые крепятся не на лифтовой направляющей, а на отдельно стоящей опоре, которая в свою очередь крепится к полу приямка. Примером такой конструкции может служить натяжное устройство 10.064.OA.SOP фирмы Gervall (рис. 2) [11].

По сравнению с рычажным натяжным устройством, которое крепится к лифтовой направляющей, натяжные устройства, корпус которых крепится к полу приямка, занимают меньшую площадь и имеют меньшее число исполнений.

Однако наиболее перспективными, с точки зрения минимальной зани-

маемой площади приемки, являются конструкции натяжных устройств со строго вертикальным перемещением шкива [9, 12]. Примером такой конструкции может служить натяжное устройство 10.064.OC (или 10.065.OC) фирмы Gervall (рис. 3) [12].

Данная конструкция занимает минимальную площадь в приемке, однако обладает значительным вертикальным габаритом, т. к. груз 5, создающий усилие натяжения каната, расположен под шкивом 4.

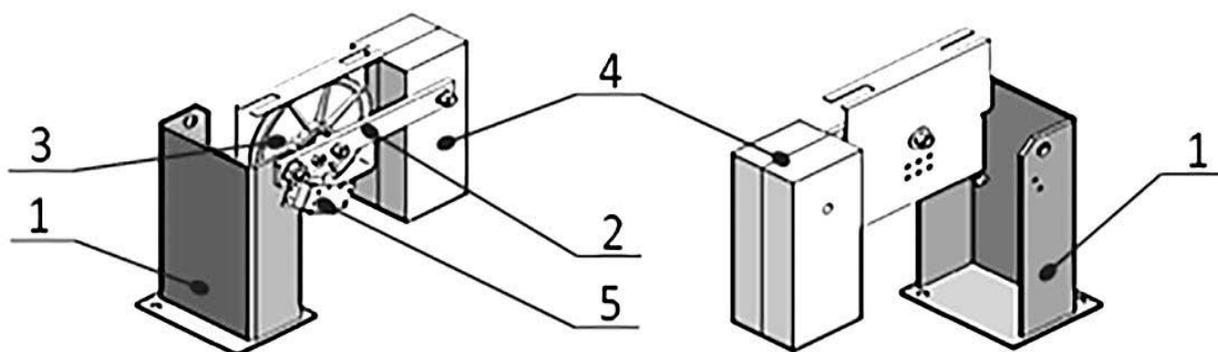


Рис. 2. Натяжное устройство 10.064.OA.SOP фирмы Gervall: 1 – опора; 2 – рычаг; 3 – шкив; 4 – груз; 5 – выключатель

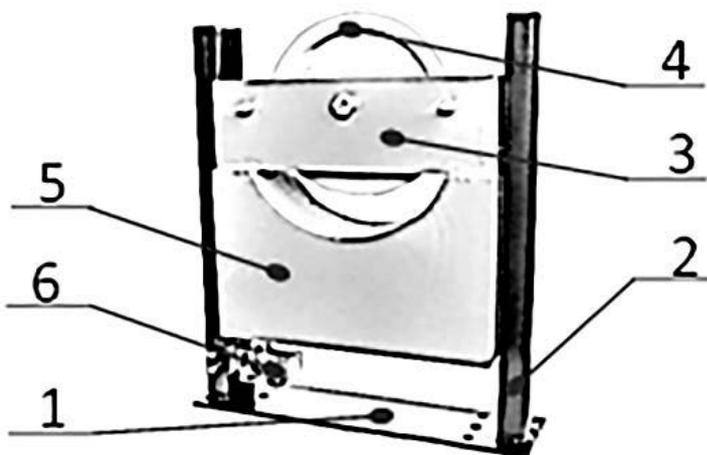


Рис. 3. Натяжное устройство 10.064.OC фирмы Gervall: 1 – основание; 2 – направляющие; 3 – траверса; 4 – шкив; 5 – груз; 6 – выключатель

Конструкция пружинного натяжного устройства, в большинстве случаев, имеет меньшие вертикальные размеры, а также является менее материалоемкой по сравнению с грузовым натяжным устройством при одинаковом создаваемом ими усилии натяжения каната.

Общая конструктивная схема пружинного натяжного устройства с

вертикальным перемещением шкива представлена на рис. 4.

В идеальном случае вертикальный размер пружинного натяжного устройства должен определяться только диаметром шкива и его перемещением (ходом шкива), необходимым для выбора вытяжки каната до момента, когда потребуется его укорачивание, а также

зазором между шкивом в нижнем положении (при полностью вытянутом канате) и основанием корпуса натяжного устройства и толщиной деталей, из которых состоят основание корпуса и верхний кожух натяжного устройства.

$$\Gamma (\text{идеальный}) = D + X_{\text{шк.полное}} + \Delta_1 + \Delta_2 + \sum S; \quad (1)$$

$$X_{\text{шк.полное}} = \Delta L_k / 2;$$

$$\sum S = S_1 + S_2 + \dots + S_i,$$

где Γ (идеальный) – вертикальный габарит «идеального» натяжного устройства; D – диаметр шкива; $X_{\text{шк.полное}}$ – расстояние по вертикали между край-

ними верхним и нижним положениями шкива, необходимое для выбора вытяжки каната до момента, когда требуется его укорачивание; ΔL_k – максимально допустимая величина вытяжки каната, при достижении которой требуется его укорачивание; Δ_1 – зазор между нижним положением шкива при полностью вытянутом канате и основанием корпуса натяжного устройства; Δ_2 – зазор между верхним рабочим положением шкива (до начала вытяжки каната) и горизонтальным кожухом натяжного устройства; $\sum S$ – толщина деталей, из которых состоят основание корпуса и верхний кожух натяжного устройства; S_i – толщина i -й детали натяжного устройства.

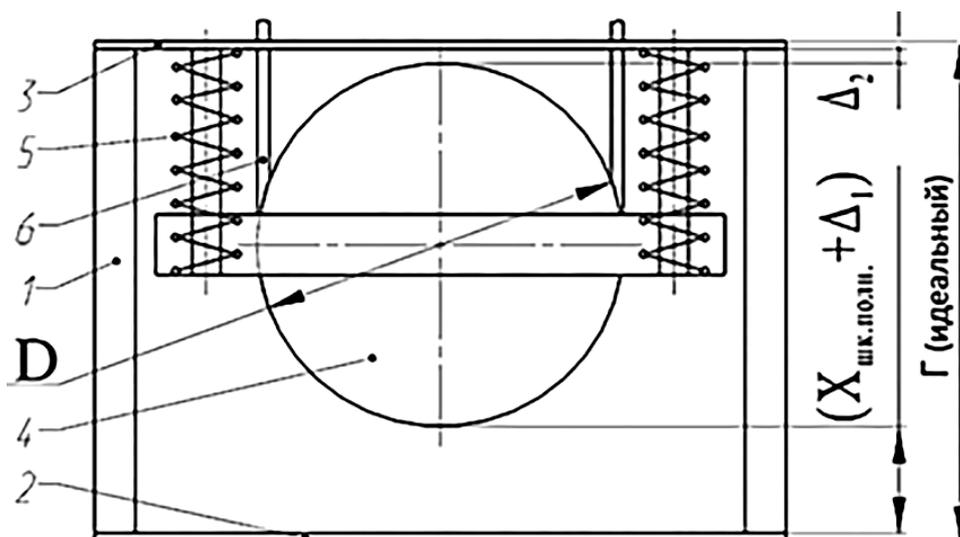


Рис. 4. Конструктивная схема пружинного натяжного устройства с вертикальным перемещением шкива: 1 – направляющая; 2 – основание; 3 – кожух; 4 – шкив; 5 – пружина; 6 – канат ограничителя скорости

Однако существуют конструкции пружинных натяжных устройств, в которых, как и в грузовых натяжных устройствах, рычаг, на котором закреплен шкив, поворачивается относительно кронштейна, который при помощи прижимов закреплен на лифтовой направляющей.

Примером такой конструкции мо-

жет служить пружинное натяжное устройство турецкой компании Metroplast Lift (рис. 5) [13].

Данное натяжное устройство состоит из закрепленного при помощи прижимов на лифтовой направляющей кронштейна 1, на котором шарнирно закреплены рычаги 2 с установленным на них шкивом 3. Шкив 3 вращается на

оси 4. Между рычагами 2 и кронштейном 1 натянута шесть пружин 5, которые создают усилие натяжения каната ограничителя скорости охватывающего шкив 3 натяжного устройства. На одном из рычагов 2 установлен кулачок 6, который, при критической вытяжке или обрыве каната, воздействует на ролик

конечного выключателя 7, контакт которого заведён в электрическую цепь безопасности. Для восстановления работоспособности лифта необходимо вернуть натяжное устройство в первоначальное положение, в котором рычаги 2 должны располагаться в горизонтальной плоскости.

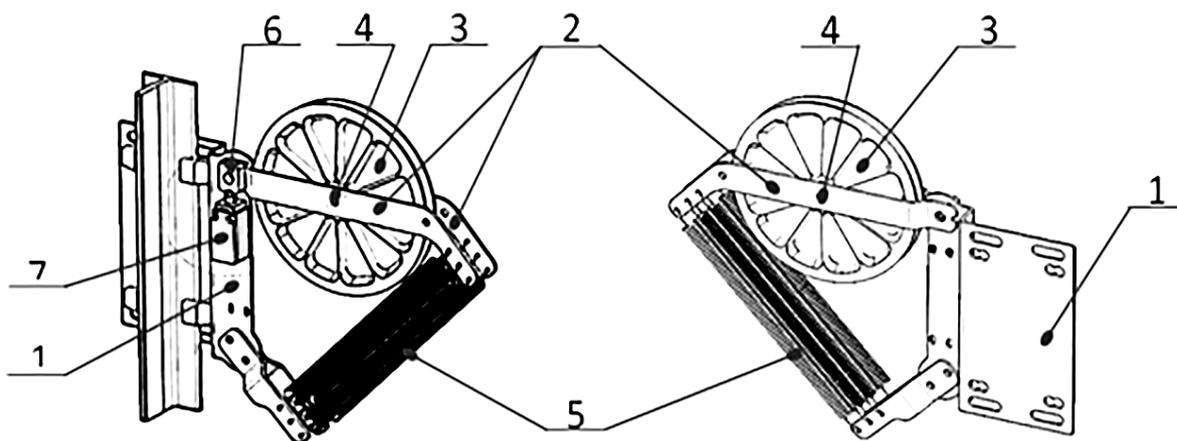


Рис. 5. Пружинное натяжное устройство фирмы Metroplast Lift: 1 – кронштейн; 2 – рычаги; 3 – шкив; 4 – ось; 5 – пружины; 6 – кулачок; 7 – выключатель

В таких конструкциях обусловленный вытяжкой каната поворот рычага, на котором закреплен шкив, не должен приводить к его контакту с оборудованием, расположенным в приямке, а соответственно, отклоняющийся от вертикали канат не должен касаться элементов кабины и оборудования, расположенного в шахте. Таким образом, использование натяжных устройств, у которых при вытяжке каната происходит поворот каких-либо его частей относительно приямка, накладывает некоторые ограничения на расположение остального лифтового оборудования.

Кроме того, для обеспечения достаточной величины допустимой вытяжки каната требуется иметь соответствующую длину рычага, на котором закреплен шкив, и необходимый угол его поворота относительно неподвижно закрепленного в приямке кронштейна. Следо-

вательно, длина рычага ограничивает минимальное расстояние, на котором может быть расположено натяжное устройство относительно направляющей.

Крепление натяжного устройства на направляющей, для обеспечения большого количества компоновочных решений лифта, требует наличия большой номенклатуры исполнений кронштейна и шарнирно закрепленного на нем рычага натяжного устройства. При этом они могут иметь сложную форму с несколькими гибами, а также, при значительных размерах кронштейна и/или рычага, может потребоваться их усиление для обеспечения необходимой жесткости.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что в условиях малых размеров приямка и большой насыщенности его оборудованием, а также для унификации натяжных устройств представляется перспективной конструкция

натяжного устройства, которое:

1) при заданном диаметре шкива и его вертикальном перемещении в связи с вытяжкой каната, а также при заданном усилии натяжения каната имеет минимально возможные вертикальные размеры (см. формулу (1));

2) занимает минимальную площадь в приямке, что оставляет больше пространства для других компонентов лифта и для организации рабочего пространства обслуживающего персонала;

3) не привязано к лифтовой направляющей (например, крепится к полу приямка), что повышает унификацию устройства, т. е. позволяет использовать

одно исполнение устройства для различных компоновочных решений лифтов;

4) выполнено так, что все его подвижные части располагаются внутри неподвижного относительно приямка корпуса, а шкив имеет строго вертикальное перемещение.

Рассмотрим наиболее известные конструкции пружинных натяжных устройств с вертикальным перемещением шкива и оценим их конструкции с точки зрения минимального вертикального габарита (см. формулу (1)).

Рассмотрим натяжное устройство 12.064.0M фирмы Gervall (рис. 6) [14].

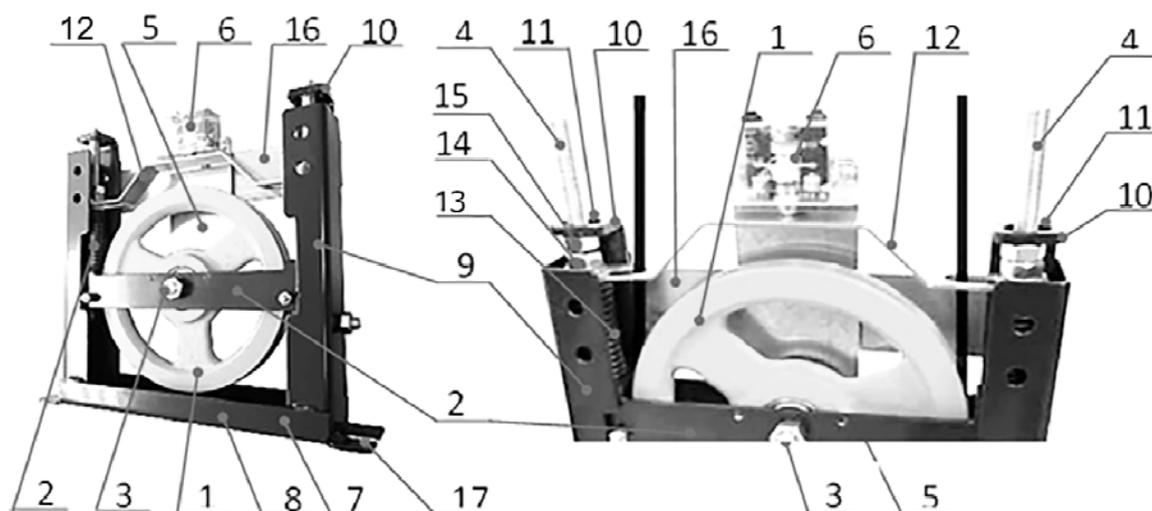


Рис. 6. Натяжное устройство 12.064.0M фирмы Gervall: 1 – шкив; 2 – траверса; 3 – ось; 4 – направляющая; 5 – кронштейн; 6 – выключатель; 7 – корпус; 8 – основание; 9 – стойка; 10 – фланец; 11 – отверстие; 12 – планка; 13 – пружина; 14 – упорная гайка; 15 – регулировочная гайка; 16 – пластина; 17 – отверстие

Натяжное устройство 12.064.0M фирмы Gervall состоит из шкива 1, установленного в центральной части траверсы 2 на оси 3. На обоих концах траверсы 2 имеются отверстия, сквозь которые свободно проходят направляющие 4 с резьбой на концах. Также в центральной части траверсы закреплен кронштейн 5, на котором выше шкива 1 установлен выключатель 6. Траверса 2 может вертикально перемещаться внутри неподвижно закрепленного в приям-

ке корпуса 7 натяжного устройства, состоящего из горизонтального основания 8 и жестко закрепленных на его концах двух вертикальных стоек 9, на верхних концах которых имеются поперечные фланцы 10 с отверстиями 11 для прохождения направляющих 4. Между траверсой 2 и поперечными фланцами 10 вертикальных стоек 9, над шкивом 1 расположена планка 12, которая имеет возможность контактировать с роликом конечного выключателя 6. На

направляющие 4 нанизаны пружины сжатия 13, опирающиеся на траверсу 2 и упирающиеся в планку 12, над которой на резьбовых частях направляющих 4 расположены упорные гайки 14. Над упорными гайками 14 расположены регулировочные гайки 15, упирающиеся снизу в поперечные фланцы 10 вертикальных стоек 9. Верхние концы стоек 9 соединены пластиной 16. В основании 8 имеются отверстия 17 для крепления натяжного устройства в прямке.

При вытяжке каната шкив будет опускаться до тех пор, пока не будет выбран зазор между планкой 12 и выключателем 6. При срабатывании выключателя 6 разрывается электрическая цепь безопасности. Для возврата натяжного устройства в рабочее положение необходимо, поворачивая регулировочные гайки 15 против часовой стрелки, переместить направляющие 4 вместе с планкой 12 вниз. Таким образом, длина выступающей над корпусом 5 части направляющей 4 должна быть не меньше величины вертикального перемещения шкива 1 (ход шкива), необходимого для выбора вытяжки каната до мо-

мента, когда потребуется его укорачивание.

Данное натяжное устройство обладает большим вертикальным габаритом по сравнению с вертикальным габаритом «идеального» натяжного устройства на величину перемещения шкива вследствие вытяжки каната от начального момента до момента, когда требуется его укорачивание.

Конструкция пружинного натяжного устройства COMPACT TENSING PULLEY 200 фирмы Dynatech [15] схожа с конструкцией вышерассмотренного натяжного устройства 12.064.0M фирмы Gervall, а его вертикальный габарит также превышает вертикальный габарит «идеального» натяжного устройства:

$$\Gamma(\text{Gervall}) = \Gamma(\text{Dynatech}) = \\ = (\Gamma(\text{идеальный}) + X_{\text{шк.полное}}).$$

Рассмотрим натяжные устройства KT52-100A и KT52-100B китайской компании Jiangsu Kreat Industry Co., Ltd (рис. 7) [16, 17].

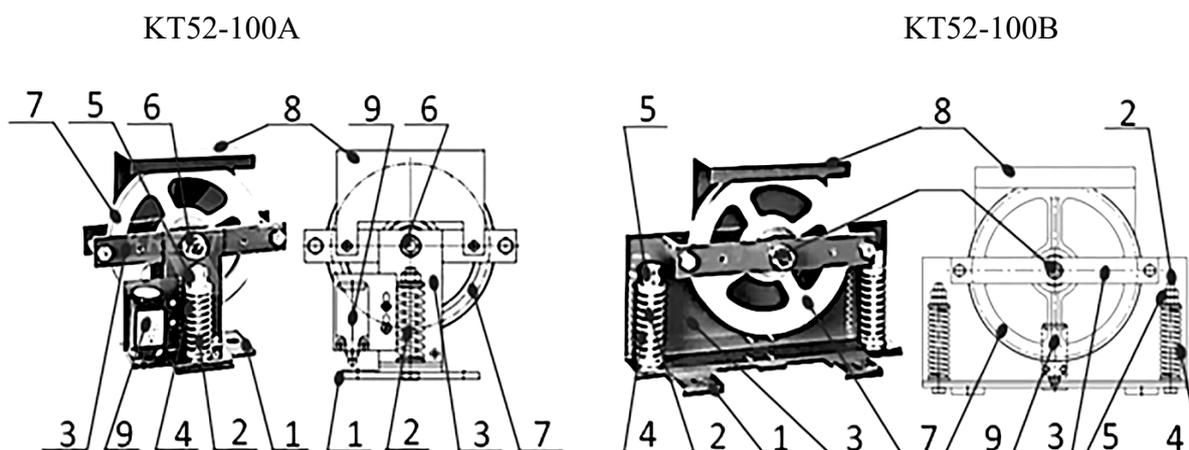


Рис. 7. Натяжные устройства KT52-100A и KT52-100B компании Jiangsu Kreat Industry Co., Ltd: 1 – основание; 2 – направляющая ось; 3 – траверса; 4 – пружина; 5 – упорная гайка; 6 – ось; 7 – шкив; 8 – кожух; 9 – выключатель

Как видно из рис. 7, натяжные устройства KT52-100A и KT52-100B состоят из закрепленного к полу приямка основания 1, на котором установлены направляющие оси 2, проходящие сквозь отверстия в траверсе 3. На оси 2 нанизаны пружины сжатия 4, которые расположены между траверсой 3 и упорными гайками 5, установленными на свободные концы направляющих осей 2.

На траверсе 3 закреплена ось 6, на которой, с возможностью вращения, установлен шкив 7. Также на траверсе 3 установлены защитный кожух 8 и концевой выключатель 9, размыкающий цепь безопасности лифта при максимальном перемещении шкива 7, соответствующем такой вытяжке каната, при которой требуется его укорачивание.

В данных конструкциях вертикальный габарит натяжного устройства определяется только диаметром шкива и его ходом, необходимым для выбора вытяжки каната до момента, когда потребуется укорачивание каната,

т. е. он равен вертикальному габариту «идеального» натяжного устройства:

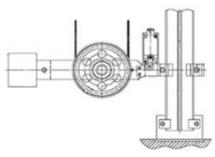
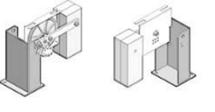
$$\Gamma(\text{Jiangsu Kreat}) = \Gamma(\text{идеальный}).$$

Заключение

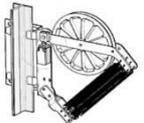
На основании выполненного анализа существующих конструкций, представленного в табл. 1, был сформулирован ряд требований, которым должно удовлетворять натяжное устройство для возможности его использования в лифтах без машинного помещения и с приямком малых размеров:

- 1) натяжное устройство должно занимать в приямке минимальную площадь, определяемую диаметром шкива;
- 2) вертикальный габарит натяжного устройства должен быть минимальным, в лучшем случае он должен определяться только диаметром шкива и его ходом, необходимым для выбора вытяжки каната до момента, когда потребуется укорачивание каната.

Табл. 1. Типы натяжных устройств и их сравнение

Модель/производитель	Внешний вид	Элемент, создающий усилие	Перемещение шкива	Способ крепления	Занимаемая площадь в приямке	Вертикальный габарит	Корпус
Классическая схема		Груз	Поворот	К направляющей	Большая	Значительно превышает минимальный габарит	Открытый
10.064.OA.SOP (Gervall)				К полу приямка	Средняя		
10.064.OC 10.065.OC (Gervall)			Вертикальное	Малая	Закрытый		

Окончание табл. 1

Модель/ производитель	Внешний вид	Элемент, создающий усилие	Перемеще- ние шкива	Способ крепления	Занимаемая площадь в приямке	Вертикальный габарит	Корпус
Metroplast Lift		Пружины	Поворот	К направ- ляющей	Большая		Откры- тый
12.064.0M (Gervall)			Верти- кальное	К полу приямка	Малая	Превышает минимал- ный габарит на величину хода шкива	Закры- тый
COMPACT TENSING PULLEY 200 (Dynatec)							
KT52-100A KT52-100B (Jiangsu Kreat Industry Co.)						Равен мини- мально воз- можному габариту	
Разрабатываемое натяжное устрой- ство ОАО «Могилевлифтмаш»							

С точки зрения выполнения вышеперечисленных требований предпочтительными являются конструкции 12.064.0M (Gervall) [14], COMPACT TENSING PULLEY 200 (Dynatec) [15], KT52-100A и KT52-100B (Jiangsu Kreat Industry) [16, 17]. Однако с целью импортозамещения была поставлена задача, используя вышеперечисленные конструкции в качестве прототипов, разработать собственное натяжное устройство.

Было составлено техническое задание на разработку натяжного устройства для лифтов без машинного помещения и с уменьшенными размерами приямка, проведен патентный поиск и с применением современных методик 3D-модели-

рования была разработана и рассчитана собственная конструкция пружинного натяжного устройства.

При разработке собственной конструкции натяжного устройства были проанализированы и устранены недостатки конструкций, выбранных за прототипы, а проведенный DFMEA-анализ [13] позволил довести конструкцию до промышленного уровня. Опытный образец прошел заводские испытания, а на его конструкцию подана заявка в НЦИС на полезную модель № u20210191 от 19.07.2021 г. На данном этапе идет патентная экспертиза, в связи с чем конструкция пока не может быть представлена в свободной печати.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Высота под контролем. ОАО «МОГИЛЕВЛИФТМАШ» [Электронный ресурс]: каталог. – Режим доступа: <https://www.liftmach.by/upload/iblock/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3%20%D0%9C%D0%BE%D0%B3%D0%B8%D0%BB%D0%B5%D0%B2%D0%BB%D0%B8%D1%84%D1%82%D0%BC%D0%B0%D1%88%20sm.pdf>. – Дата доступа: 03.09.2021.
2. Synergy. ThyssenKrupp Elevator ООО [Электронный ресурс]: каталог. – Режим доступа: <http://logos-trend.ru/lifts/Brochure-synergy-Spain.pdf>. – Дата доступа: 03.09.2021.
3. **Архангельский, Г. Г.** Современные тенденции совершенствования конструкции лифтового оборудования / Г. Г. Архангельский // Стройпрофиль. – 2008. – № 7. – С. 94–96.
4. **Антоневич, А. И.** Анализ современных конструкций лифтов и тенденций их развития /

А. И. Антоневиц // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2010. – № 5. – С. 18–21.

5. Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов = Ліфты. Агульныя патрабаванні бяспекі да ўстройства і ўстаноўкі. Ліфты для транспартавання людзей або людзей і грузаў: ГОСТ 33984.1–2016 (EN 81-20:2014). – Введ. 02.11.2018. – Госстандарт Респ. Беларусь, 2018. – 130 с.

6. Лифты: учебник для вузов / Под общ. ред. Д. П. Волкова. – Москва: АСВ, 1999. – 480 с. : ил.

7. **Волков, Д. П.** Атлас конструкций лифтов / Д. П. Волков, А. А. Ионов, П. И. Чутчиков. – Москва: АСВ, 2003. – 156 с.

8. Лифт пассажирский EVOLUTION электрический, безредукторный без машинного помещения. Техническое описание. Инструкция по эксплуатации. Инструкция по эвакуации пассажиров // ThyssenKrupp. – 2014. – С. 30–32.

9. Инструкция по монтажу. Лифт пассажирский с машинным помещением грузоподъемностью 400–2000 кг со скоростью до 2 м/с серии «QUEEN» // Евролифтмаш. – 2017. – С. 98–99.

10. Nakan Barneman, Gert Van Der Meijden, Richard Baker, inventors; Kone Corporation, Helsinki (FI), assignee. Overspeed governor tension sheave assembly. United States patent US 20160083221 A1. 2016 Mar 24.

11. Tensora fijada a suelo. Manual de montaje. Assembly manual. Gervall [Электронный ресурс]: Инструкция по сборке. – Режим доступа: <https://www.gervall.it/tenditori/560-tenditore-fissaggio-al-suolo.html>. – Дата доступа: 03.09.2021.

12. Special tension weight for carriage type «pack» infral 01. 10.12 В. GERVALL [Электронный ресурс]: каталог. – Режим доступа: <https://www.gervall.co.uk/tension-pulleys/405-tension-weight-%C3%B8200-for-carriage-type-pack.html>. – Дата доступа: 03.09.2021.

13. Натяжное устройство пружинное. Metroplast [Электронный ресурс]: инструкция по монтажу и эксплуатации. – Режим доступа: http://vtk-promteh.ru/a/promteh/files/73977/72730/Natyazhnoe_pruzhinnoe_Rukovodstvo_po_montazhu_i_expl.pdf. – Дата доступа: 03.09.2021.

14. Tension pulley with springs. GERVALL [Электронный ресурс]: каталог. – Режим доступа: https://5f514828-cc67-491d-aa04-8f2a9924f08e.filesusr.com/ugd/83da51_e3713175fe014fcf8a85b38c5862ec20.pdf. – Дата доступа: 03.09.2021.

15. INSTRUCTIONS: Compact 200 Tensing Pulley. Cod: DYN66.1.04 Date: 01/06/2020 Revision: 04. Dynatech [Электронный ресурс]: инструкция по эксплуатации. – Режим доступа: <https://www.dynatech-elevation.com/documentos/articulos/Reducido%20Tensora%20Compact%20200-ing.pdf>. – Дата доступа: 03.09.2021.

16. Tension Device KT52-100A [Электронный ресурс]: описание продукта. – Режим доступа: <http://www.monadrive.com/safety-system-1116267/31306891.html>. – Дата доступа: 03.09.2021.

17. Tension Device KT52-100B [Электронный ресурс]: описание продукта. – Режим доступа: <http://www.monadrive.com/safety-system-1116267/31306940.html>. – Дата доступа: 03.09.2021.

18. Анализ видов и последствий потенциальных отказов (ФМЕА). – Нижний Новгород: Приоритет, 2003. – 84 с.

Статья сдана в редакцию 29 сентября 2021 года

Александр Владимирович Куцепенко, начальник бюро по научной работе отраслевой лаборатории НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш», магистр техн. наук. E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

Максим Эдуардович Подымако, заведующий отраслевой лабораторией НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

Максим Валерьевич Соболев, директор НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-222-740-947. E-mail: liftmach@liftmach.by.

Владимир Александрович Далимаев, инженер-конструктор Олаб НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

Герман Сергеевич Синицын, инженер-конструктор ОНП НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». E-mail: onp@liftmach.by.

Alexandr Vladimirovich Kutsepolenko, Head of the Scientific Research Department of STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash, MSc (Engineering). E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

Maksim Eduardovich Podymako, Head of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

Maksim Valeryevich Sobolev, STC Director, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-222-740-947. E-mail: liftmach@liftmach.by.

Vladimir Aleksandrovich Dalimaev, design engineer of STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. E-mail: bn_ntc@liftmach.by.

German Sergeevich Sinityn, design engineer of STC ONP, JSC Mogilevliftmash. E-mail: onp@liftmach.by.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_37

УДК 621.95.01

М. Н. Миронова

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАЕКТОРИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА ПРИ СВЕРЛЕНИИ ОТВЕРСТИЙ

M. N. Mironova

TOOL PATH OPTIMIZATION WHEN DRILLING HOLES

Аннотация

Рассмотрены вопросы оптимизации траектории перемещения инструмента при сверлении отверстий. Для повышения производительности технологического процесса обработки отверстий разработан алгоритм поиска оптимальной траектории перемещения сверл, обеспечивающий сокращение вспомогательного времени, затрачиваемого на холостые перемещения. Для управления технологическим процессом сверления отверстий создана интеллектуальная система.

Ключевые слова:

оптимизация, сверление, траектория, холостой ход.

Для цитирования:

Миронова, М. Н. Оптимизация траектории перемещения инструмента при сверлении отверстий / М. Н. Миронова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 37–44.

Abstract

The issues of tool path optimization when drilling holes are considered. To increase the productivity of the technological process of drilling holes, an algorithm has been developed to find the optimal drill tool path, which reduces the auxiliary time spent on idle movements. An intelligent system has been created to control the technological process of drilling holes.

Keywords:

optimization, drilling, tool path, idle movement.

For citation:

Mironova, M. N. Tool path optimization when drilling holes / M. N. Mironova // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 37–44.

Введение

Управляя процессом механической обработки деталей машин необходимо принимать во внимание, что одним из важных критериев оптимизации является время, затрачиваемое на технологическую операцию. Для повышения экономической эффективности и производительности необходимо не только сокращать время выполнения рабочих ходов,

но и находить оптимальную траекторию перемещения режущего инструмента, уменьшая при этом вспомогательное время на холостые перемещения и смену инструмента.

С целью повышения производительности технологического процесса обработки отверстий перемещения инструментов должны выполняться по наиболее выгодному маршруту, при движении по которому вспомогательное

время, затрачиваемое на холостые перемещения, минимально.

Таким образом, задача оптимизации общей стратегии обработки представляет собой поиск оптимальной последовательности, по которой холостые движения, затрачиваемые на переход инструмента от отверстия к отверстию и на смену инструмента, привели бы к минимуму затрат времени с учетом минимального холостого перехода инструмента от одного участка к другому без смены сверла.

Однако следует отметить, что порядок обработки поверхностей заготовки, последовательность смены инструмента до сих пор определяются на основе личного опыта без применения современных методов моделирования и оптимизации. Зачастую количество вариантов последовательностей выполнения переходов значительно. Без применения специальных алгоритмов и программных средств перебор большого количества вариантов с полным анализом последствий выбора осуществить невозможно. С такой задачей легко могут справиться компьютерные программы, использующие технологии искусственного интеллекта.

Результаты и их анализ

В общем виде перемещения инструментов при обработке отверстий могут быть представлены в виде схемы (рис. 1). Из рис. 1 следует, что сверло перемещается с увеличенной скоростью подачи от точки O смены инструмента к начальной точке подхода I , расположенной в плоскости безопасности ($ПБ$). После этого сверло опускается до начальной точки врезания II , в которой происходит переключение приводов на скорость подачи резания и выполняется процесс врезания. Далее процесс формообразования происходит с режимами движения резания III . По завершении процесса резания сверло отводится из конечной позиции резания IV и переходит

в начальную точку возврата V с увеличенной скоростью подачи. При переходе к другому отверстию без смены инструмента (точка VI) сверло поднимается вертикально на «расстояние безопасности» в плоскость $ЛП$ над обрабатываемой поверхностью и находится по горизонтали на «расстоянии безопасности» от островов, полостей или стенок, которое обеспечивает работу шпинделя и инструмента без столкновений с заготовкой. При необходимости смены инструмента происходит подъём сверла в плоскость безопасности и его перемещение к точке O с увеличенной скоростью подачи.

Длина холостых перемещений l_i определяется расстоянием возврата сверла из конечной точки отвода к локальной поверхности безопасности, длиной обхода и длиной подвода в начальную точку следующего обрабатываемого отверстия (рис. 2).

Тогда длина l_i i -го холостого перемещения инструмента из конечной точки T_1 отвода V (см. рис. 2) с координатами (x_i, y_i, z_i) при обработке отверстия в начальную точку T_2 врезания (II) с координатами (x_{i2}, y_{i2}, z_{i2}) следующего отверстия рассчитывается по формуле [1]

$$l_i = 2z_{lp} - z_i - z_{i2} + l_{xy_i}, \quad (1)$$

где z_{lp} – высота, на которой находится локальная плоскость безопасности; l_{xy_i} – расстояние между центрами обрабатываемых отверстий в плоскости XOY ,

$$l_{xy_i} = \sqrt{(x_i - x_{i2})^2 + (y_i - y_{i2})^2}, \quad (2)$$

где x_i, y_i – координаты x и y конечной точки отвода сверла соответственно; x_{i2}, y_{i2} – координаты x и y начальной точки врезания сверла при обработке следующего отверстия соответственно.

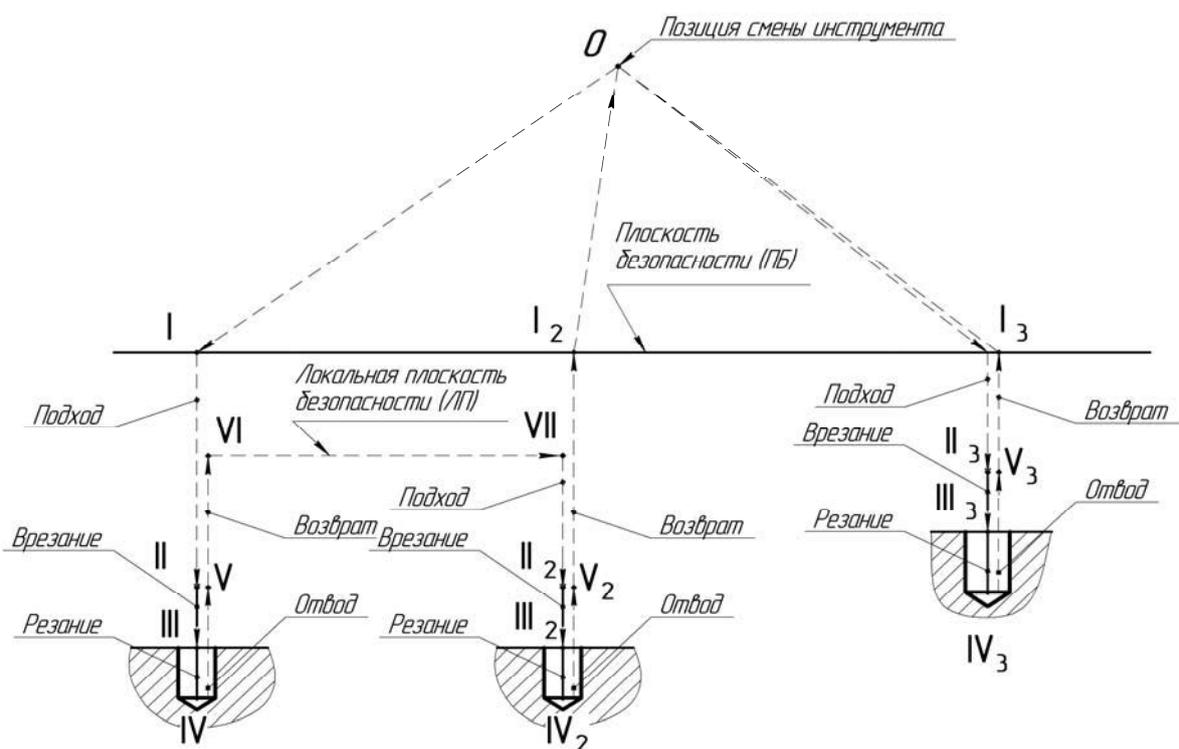


Рис. 1. Схема перемещений инструмента при обработке отверстий: O – позиция смены инструмента; $ПБ$ – плоскость безопасности, расположенная выше самой высокой области в геометрии детали; $ЛПБ$ – локальная плоскость безопасности, расположенная между двумя последовательно обрабатываемыми участками; $Подход$ (I) – перемещение инструмента с увеличенной скоростью подачи от плоскости безопасности в точку начала врезания II; $Врезание$ (II) – перемещение инструмента со скоростью подачи резания из конечной точки врезания в начальную точку резания III; $Резание$ (III) – перемещение со скоростью подачи резания, при котором инструмент имеет контакт с поверхностью заготовки; $Отвод$ (IV) – перемещение инструмента из конечной точки резания IV в начальную точку возврата V со скоростью подачи резания; $Возврат$ (V) – перемещение инструмента с увеличенной скоростью подачи из конечной точки отвода V в плоскость безопасности $ПБ$ или в локальную плоскость безопасности $ЛПБ$; $Обход$ (VI) – горизонтальное перемещение инструмента с увеличенной скоростью подачи от конечной точки возврата VI

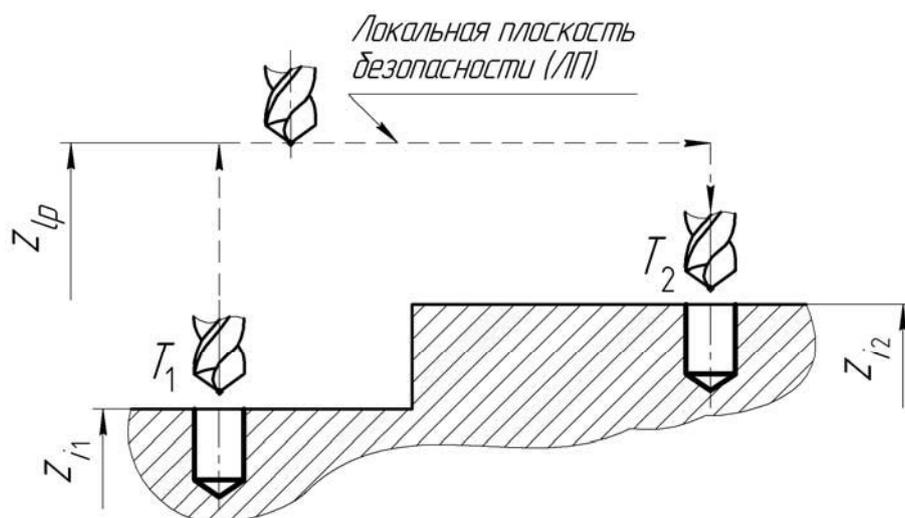


Рис. 2. Схема перемещений сверла при обработке нескольких отверстий

Очевидно, что управлять величиной l_i возможно за счет минимизации высоты z_{lp} .

Тогда минимальное значение l_i может быть выражено зависимостью

$$l_{i_{\min}} = 2z_{lp_{\min}} - z_{i_1} - z_{i_2} + \sqrt{(x_{i_1} - x_{i_2})^2 + (y_{i_1} - y_{i_2})^2}. \quad (3)$$

При обработке отверстий на станках с ЧПУ длина холостого перемещения при переходе инструмента от одного обрабатываемого отверстия к другому зависит от локальной безопасной высоты, на которую инструмент должен подняться. Безопасная высота обеспечивает осуществление перехода инструмента от участка к участку без столкновения инструмента с заготовкой или обработанной поверхностью детали.

Минимальное значение локальной безопасной высоты

$$z_{lp_{\min}} = z_k + h_z \quad (4)$$

где z_k – координата z вершины сверла при касании инструмента с заготовкой, мм; h_z – запасная высота, обеспечивающая отсутствие столкновений сверла с заготовкой или обработанной поверхностью детали, мм.

Проанализируем положение инструмента при движении на высоте z_k при касании обрабатываемой поверхности в точке $C(x_c, y_c, z_c)$.

При сверлении отверстий в сплошном металле высота z_k равна высоте точки касания C (рис. 3). Таким образом,

$$z_k = z_d = z_c. \quad (5)$$

Применительно к рассверливанию расчет z_k производится на основе построений, представленных на рис. 4.

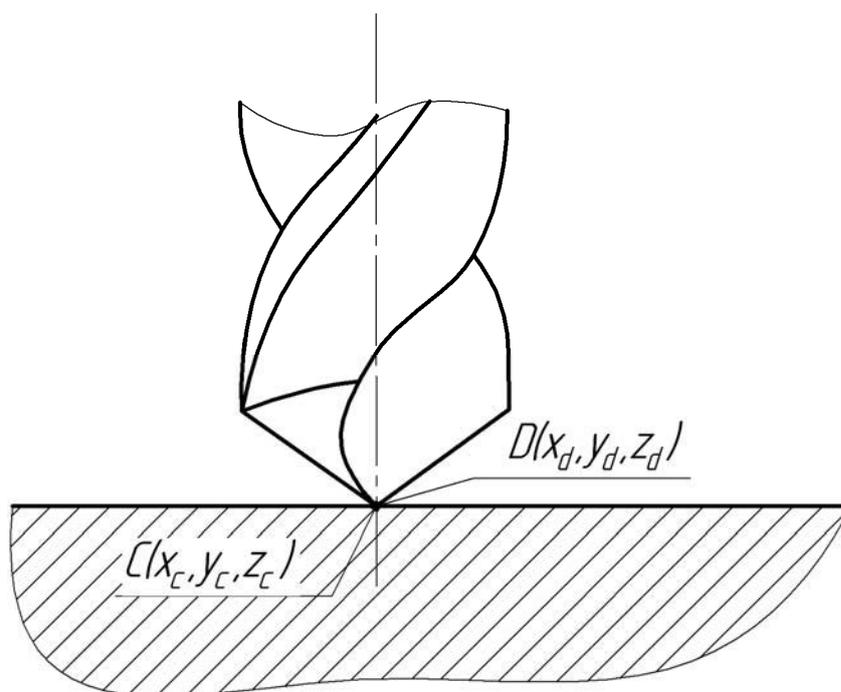


Рис. 3. Схема определения расчетной высоты точки касания инструмента с заготовкой

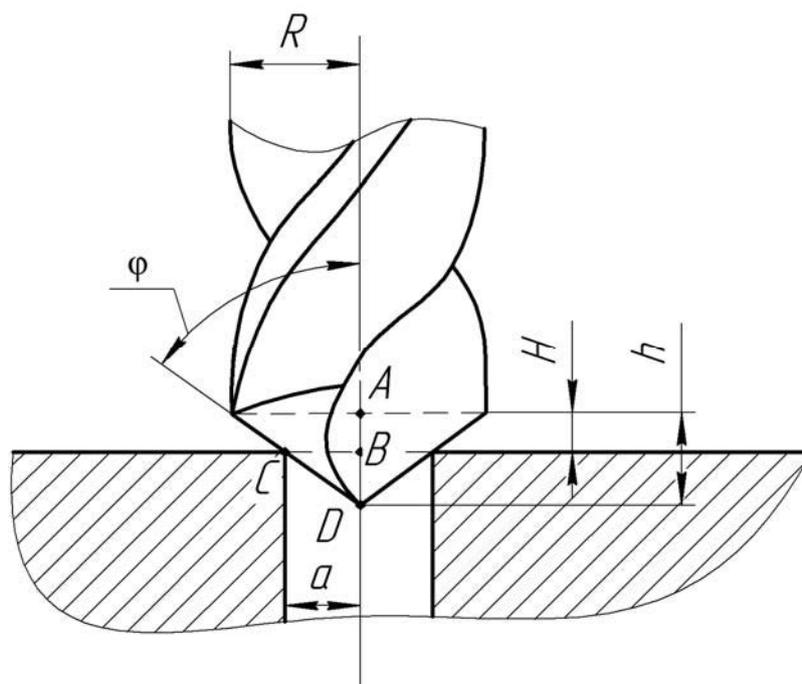


Рис. 4. Схема определения расчетной высоты вершины сверла при рассверливании отверстия: R – радиус сверла; H – расстояние от плоскости, в которой перемещается точка C , до вершины; h – высота конуса сверла; a – расстояние от точки C до оси вращения сверла; φ – угол в плане сверла

Для перехода сверла в безопасную зону при его смене или при переходе от одного отверстия к другому необходимо знать расстояние H (см. рис. 4), рассчитываемое по формуле

$$H = AD - BD = \frac{R}{\operatorname{tg}\varphi} - \frac{a}{\operatorname{tg}\varphi} = \frac{R - a}{\operatorname{tg}\varphi}. \quad (6)$$

При рассверливании отверстий координата z вершины сверла при касании инструмента с заготовкой

$$z_k = z_D = z_C - BD = z_C + AB - AD = z_C + H - h. \quad (7)$$

Подобным образом приводится расчет z_{kj} во всех случаях касания сверла с каждой из точек, принадлежащих контролируемой геометрии, в результате чего может быть определено множество $\{z_{kj}\}$. Далее определяется максимальное значение из множества $\{z_{kj}\}$,

которое является значением высоты z_k :

$$z_k = \max\{z_{kj}\}. \quad (8)$$

Таким образом, на основании найденной критической высоты, на которой сверло касается обрабатываемой поверхности, может быть определено минимальное значение длины l_i i -го холостого перемещения инструмента из конечной точки отвода обработанного отверстия в начальную точку врезания на последующем участке (см. рис. 2).

Применяя математическую модель, позволяющую определять положение локальной плоскости безопасности, можно получить множество минимальных значений длин холостых перемещений сверл при моделировании переходов обработки отверстий.

Очевидно, что управлять величиной l_i возможно за счет минимизации высоты z_{lp} .

Анализируя формулу (1), можно сделать вывод о том, что сократить время

на холостые перемещения инструмента возможно также за счет уменьшения расстояния между центрами обрабатываемых отверстий l_{xy_i} (см. рис. 2).

Расстояния между центрами обрабатываемых отверстий l_{xy_i} возможно минимизировать, управляя последова-

тельностью обработки отверстий.

Задача поиска оптимальной последовательности обработки отверстий может быть описана графом $G = (V, E)$ с множествами вершин $V = \{v_0, v_1, \dots, v_n\}$ и ребер $E = \{e_1, e_2, \dots, e_m\}$ (рис. 5).

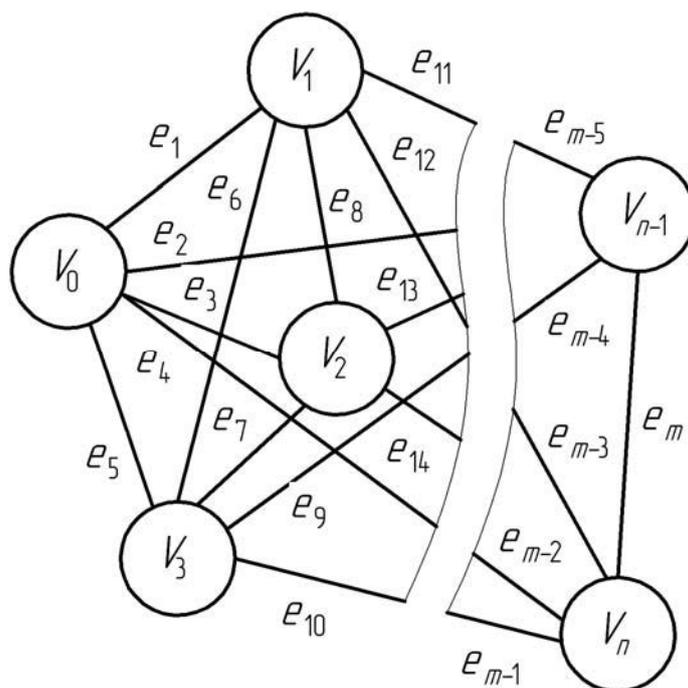


Рис. 5. Схема к решению задачи маршрутизации инструментов

При этом v_0 может ассоциироваться с позицией смены инструмента; v_1, \dots, v_n – обрабатываемые отверстия. Длины ребер e_1, e_2, \dots, e_m соответствуют расстояниям холостого перемещения между отверстиями.

С целью повышения производительности технологического процесса обработки отверстий необходимо найти маршрут сверл с минимальной суммарной длиной их холостых перемещений. Эти маршруты должны начинаться и заканчиваться в позиции смены инструмента v_0 , сверло должно проходить через каждый участок v_i только один раз. Кроме того, рабочее время у каждого сверла не должно превышать её задан-

ного периода стойкости T .

Задача такого рода может быть решена с помощью методов поиска оптимальной траектории перемещения режущего инструмента, которые можно разделить на три группы – точные алгоритмы, случайные и методы улучшения базового маршрута [2].

Основными точными методами являются алгоритм полного перебора, алгоритм Дейкстры, «жадный» алгоритм, «деревянный» алгоритм и др. Данные методы требуют большого объема вычислений, что приводит к длительному процессу нахождения оптимальных параметров [3].

Для определения глобальных экс-

Для работы модуля оптимизации траектории холостых перемещений инструмента при обработке отверстий необходимо иметь входные данные, которые должны включать информацию о размерах режущего инструмента и о массиве точек с координатами (x, y, z) обрабатываемых отверстий.

Заключение

Для повышения производительности технологического процесса обработки отверстий разработан алгоритм поиска оптимальной траектории перемещения сверл, обеспечивающий сокращение вспомогательного времени, затрачиваемого на холостые перемещения.

При определении оптимального маршрута сверл вначале осуществляется поиск минимального холостого перемещения с учетом положения локальной плоскости безопасности для обрабатываемых отверстий, а затем определяется наиболее выгодная последовательность их обработки.

Использование разработанной системы позволяет исключить недопустимые варианты и выделить наиболее удачные решения, вследствие чего повысится их научная и инженерная обоснованность, а также качество управления технологическим процессом сверления отверстий.

Использование разработанной системы позволяет исключить недопустимые варианты и выделить наиболее удачные решения, вследствие чего повысится их научная и инженерная обоснованность, а также качество управления технологическим процессом сверления отверстий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Нгуев, В. Н.** Оптимизация холостых перемещений инструмента при фрезеровании сложных поверхностей на трехкоординатных станках с ЧПУ: дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / В. Н. Нгуев. – Иркутск, 2015. – 164 с.
2. **Ефременко, А. И.** Алгоритмы оптимизации траектории перемещения режущего инструмента / А. И. Ефременко, М. Н. Миронова // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 29–30 окт. 2020 г. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2020. – С. 34.
3. **Левитин, А. В.** Алгоритмы. Введение в разработку и анализ / А. В. Левитин. – Москва: Вильямс, 2006. – 576 с.
4. **Галкина, В. А.** Дискретная математика. Комбинаторная оптимизация на графах / В. А. Галкина. – Москва: Гелиос АРВ, 2003. – 232 с.
5. **Пашкевич, В. М.** Функциональные семантические сети для обеспечения точности механической обработки / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2015. – 200 с.

Статья сдана в редакцию 15 октября 2021 года

Марина Николаевна Миронова, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
E-mail: MironovaMN16@mail.ru.

Marina Nikolaevna Mironova, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.
E-mail: MironovaMN16@mail.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_45

УДК 629.114.2

Д. В. Непша, В. Н. Клочков, М. В. Соболев

ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНО-СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЛОВИТЕЛЯ ПЛАВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ АВАРИЙНОЙ ОСТАНОВКИ

D. V. Nepsha, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev

PARAMETERS OF CONTACT-FORCE INTERACTION BETWEEN ELEMENTS OF THE PROGRESSIVE SAFETY GEAR DURING AN EMERGENCY BRAKING STOP

Аннотация

Приведено описание конструкции и принципа работы узла безопасности лифта – ловителя плавного торможения двустороннего действия роликового типа. Определены параметры силового взаимодействия рабочих элементов для обеспечения плавного торможения кабины лифта в зависимости от направления движения в процессе аварийной остановки (посадка на ловитель). Приведён расчёт величин усилий на основании экспериментально полученных величин коэффициентов трения, возникающих на рабочих элементах ловителя.

Ключевые слова:

узел безопасности, ловитель плавного торможения, улавливаемая масса, замедление, лифт.

Для цитирования:

Непша, Д. В. Параметры контактно-силового взаимодействия элементов ловителя плавного торможения в процессе аварийной остановки / Д. В. Непша, В. Н. Клочков, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 45–55.

Abstract

The paper describes the design and operating principle of the elevator safety unit – a by-directional progressive safety gear of the roller type. The parameters of the force interaction between the working elements to ensure smooth braking of the elevator cab depending on the direction of movement during an emergency stop (due to the actuation of the progressive safety gear) have been determined. The calculation of force magnitudes is presented based on the experimentally obtained values of friction coefficients arising on the working elements of the progressive safety gear.

Keywords:

safety component, progressive safety gear, trapped mass, deceleration, elevator.

For citation:

Nepsha, D. V. Parameters of contact-force interaction between elements of the progressive safety gear during an emergency braking stop / D. V. Nepsha, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 45–55.

Введение

Для того чтобы обеспечить безопасную эксплуатацию лифта, в нем предусмотрены устройства безопасно-

сти. В общем случае все устройства безопасности можно разделить на механические и электрические.

К механическим устройствам безопасности относятся:

© Непша Д. В., Клочков В. Н., Соболев М. В., 2021

- ловители;
- ограничитель скорости;
- буфера;
- замок двери шахты.

Ловитель – узел безопасности, необходимый для остановки движущейся кабины лифта и удержания на направляющих в случае превышения скорости движения лифта или обрыва канатов. Технические параметры ловителей регламентированы стандартами по безопасной эксплуатации лифтов [1–4].

Рассмотрим принцип срабатывания ловителей (рис. 1).

На ограничитель скорости 1 накинута закольцованный на механизме

включения 3 канат 2, необходимое усилие натяжения в ветвях каната реализуется натяжным устройством 5. При движении кабины лифта со скоростью, не превышающей 115 % от номинальной, шкив ограничителя скорости 1 реализует свободное вращение. В случае превышения происходит заклинивание механизма ограничителя скорости с фиксацией шкива, что приводит к созданию усилия протягивания. Возникающее при этом усилие в канате ограничителя скорости приводит к срабатыванию механизма включения 3 и срабатыванию ловителей 4.

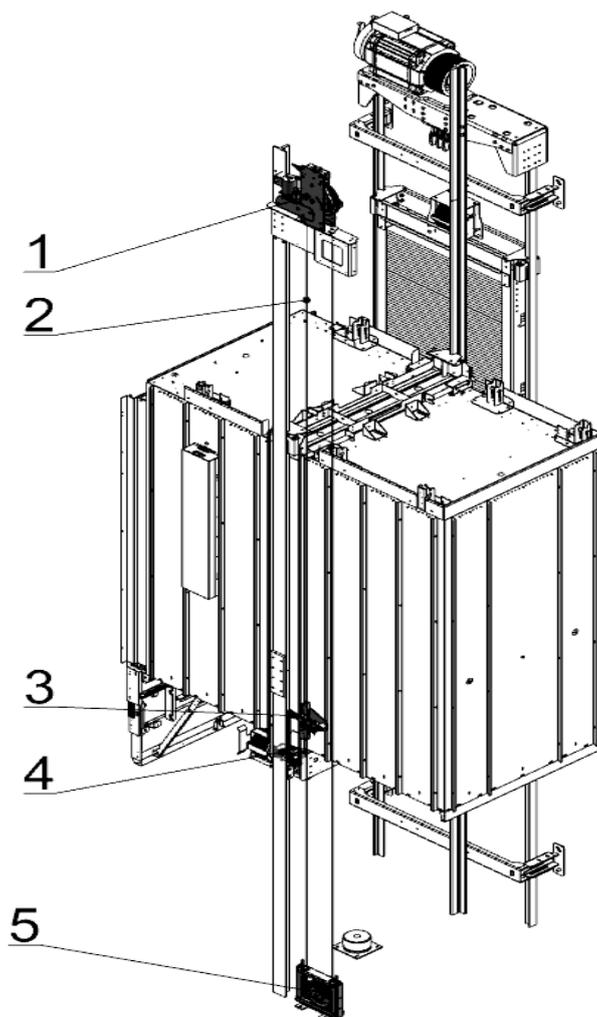


Рис. 1. Общий вид лифта: 1 – ограничитель скорости; 2 – канат; 3 – механизм включения ловителей; 4 – ловители; 5 – натяжное устройство

Основная часть

Принцип работы ловителя двустороннего действия плавного торможения.

На рис. 2 представлен общий вид ловителя.

Ловитель состоит из корпуса 1, в который устанавливаются основание 2 с роликами 3 и тормозная колодка 4. Между корпусом 1 и тормозной колодкой 4 установлена плоская пружина 5. Ловитель приводится в работу путём воздействия на оси 6, установленные в роликах 3. Необходимое усилие тормо-

жения создаётся за счёт пружины 5, которая, при закатывании ролика 3 в рабочее положение, создаёт необходимое усилие поджатия тормозной колодки 4 к направляющей и ролика 3 к основанию 2. Тормозная колодка 4 поджимается к пружине 5 винтами 7. Необходимое усилие поджатия создаётся за счёт соответствующего исполнения пружины 5 и регулировочных прокладок 8. Направляющая пластина 9 предотвращает выпадение роликов 3 из корпуса 1, а пластина 10 с табличкой-пломбой 11 служит для опломбирования ловителя.

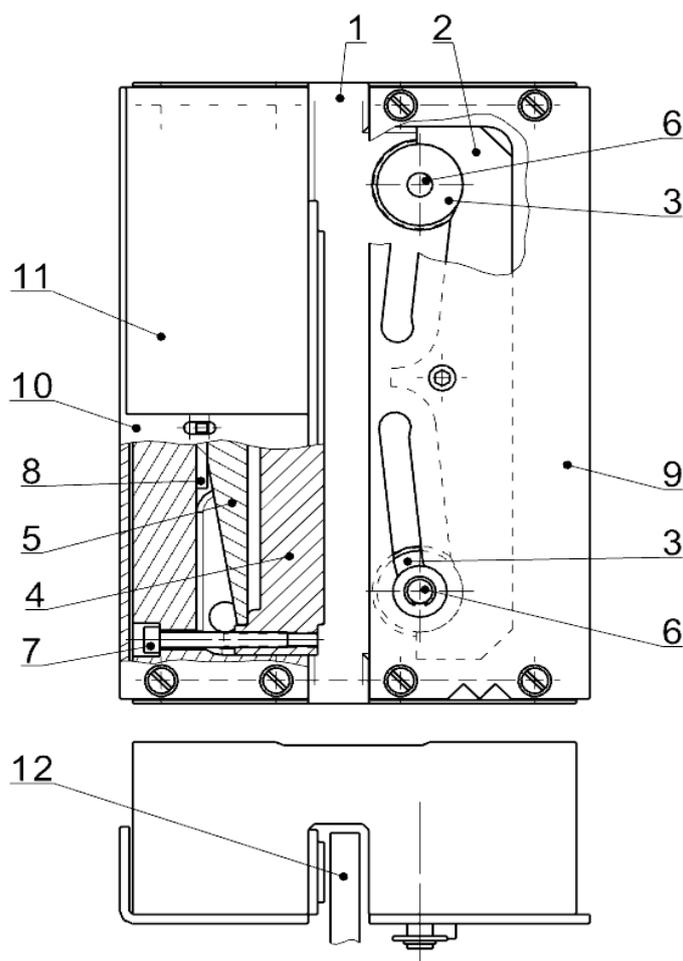


Рис. 2. Общий вид ловителя: 1 – корпус; 2 – основание; 3 – ролики; 4 – тормозная колодка; 5 – пружина; 6 – оси; 7 – винты; 8 – регулировочные прокладки; 9 – направляющая пластина; 10 – пластина; 11 – табличка-пломба; 12 – направляющая

Обязательное условие – реализация явления самозатягивания. Вслед-

ствие того, что лифтовая направляющая может быть покрыта тонким слоем

смазки (при использовании в конструкции лифта башмаков скольжения), ролик 3 выполнен с нанесённой рифлёной поверхностью на цилиндрической части, контактирующей непосредственно с направляющей, а шейки, контактиру-

ющие с основанием, выполнены в виде гладких поверхностей.

На рис. 3 представлено схематичное изображение взаимодействия элементов в процессе закатывания ролика.

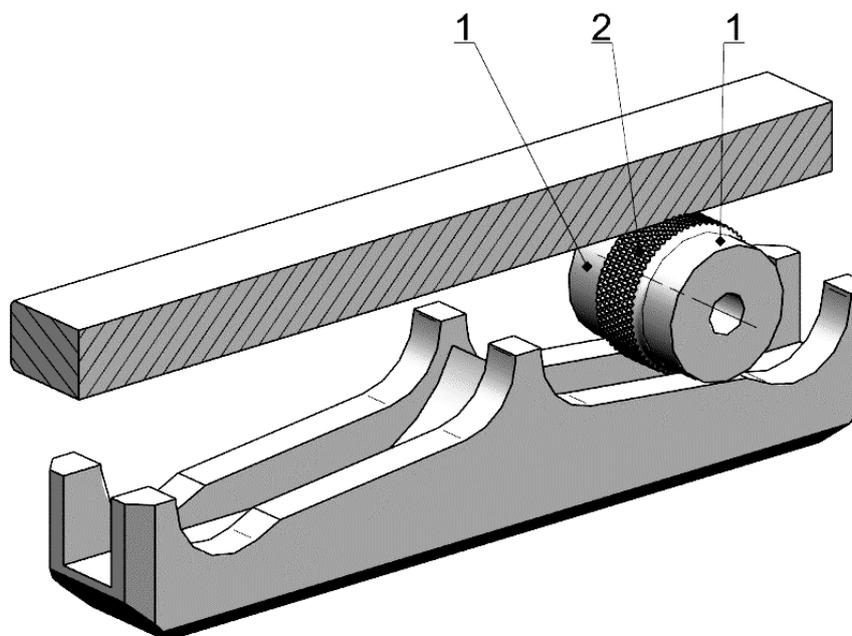


Рис. 3. Схематичное изображение взаимодействия элементов в процессе закатывания ролика: 1 – сетчатое рифление; 2 – гладкая поверхность

Срабатывание ловителей при движении лифта.

При движении кабины лифта вниз или вверх возможно возникновение аварийной ситуации. Обеспечение необходимой величины силы торможения, в обоих случаях, требуется для обеспечения замедления, которое позволит сохранить здоровье и жизнь пассажиров.

Величина тормозного усилия ловителя формируется из сил:

- трения скольжения тормозной колодки вдоль направляющей лифта;
- трения скольжения ролика по основанию;
- сопротивления перекачиванию ролика вдоль направляющей лифта.

Последовательно рассмотрим оба варианта срабатывания ловителя.

Срабатывание ловителя при движении кабины вниз.

Ловители должны остановить и удержать на направляющих кабину лифта или противовес, даже в случае обрыва тяговых канатов. В соответствии с нормами стандарта: «среднее замедление свободно падающей кабины с грузом, масса которого равна номинальной грузоподъёмности, или же противовеса, или уравновешивающего устройства кабины при посадке на ловители плавного торможения должно быть не менее $1,9 \text{ м/с}^2$ и не более $9,81 \text{ м/с}^2$ ».

Усилие торможения при посадке вниз $F \downarrow$, Н, вычисляется по формуле

$$F \downarrow = (P + Q) \cdot (g + a), \quad (1)$$

где P – масса пустой кабины и присоединенных к ней элементов, кг;
 Q – номинальная грузоподъемность, кг;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 a – средняя величина замедления, м/с².

Срабатывание ловителя при движении кабины вверх.

В случае превышения скорости поднимающейся вверх кабины, например, вследствие неуравновешенности масс пустой кабины и противовеса ($m_{\text{каб}} < m_{\text{пр}}$), при отсутствии срабатывания тормоза, ловитель должен создавать тормозное усилие для обеспечения замедления ($a_{\text{в}} \leq q$) и последующего удержания системы.

жания системы.

Для численного определения величины усилия торможения рассмотрена система «кабина – противовес» (рис. 4) с кинематической схемой бесполиспастной системы. Данный принцип также применим и для полиспастных систем.

Неуравновешенность системы приводит к ускоренному перемещению кабины вверх, а противовеса вниз, при этом на элементы системы действуют силы:

- силы тяжести ($G_{\text{каб}}$ на кабину и $G_{\text{пр}}$ на противовес);
- сила натяжения каната T .

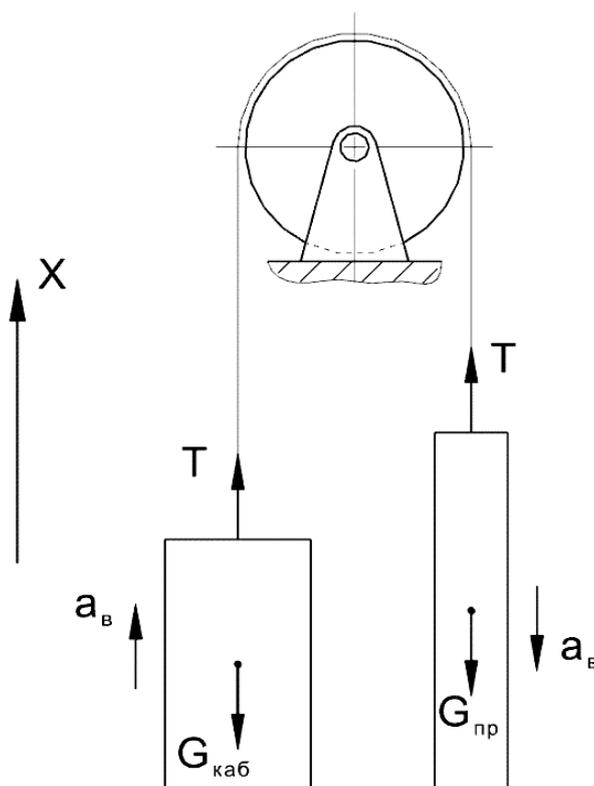


Рис. 4. Схема сил, действующих на систему при разгоне пустой кабины противовесом

Запишем уравнение равновесия для каждого из объектов системы:

$$\begin{cases} \vec{T} + \vec{G}_{\text{каб}} = m_{\text{каб}} \cdot \vec{a}_{\text{в}}; \\ \vec{T} + \vec{G}_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} \cdot \vec{a}_{\text{в}}. \end{cases} \quad (2)$$

Спроецируем на ось X силы, действующие на кабину и противовес:

$$\begin{cases} T - G_{\text{каб}} = m_{\text{каб}} \cdot a_{\text{в}}; \\ T - G_{\text{пр}} = -m_{\text{пр}} \cdot a_{\text{в}}, \end{cases} \quad (3)$$

где T – сила натяжения канатов, Н;
 $G_{\text{каб}}$ – сила тяжести кабины, Н;
 $G_{\text{пр}}$ – сила тяжести противовеса, Н;
 $m_{\text{каб}}$ – масса кабины, кг; $m_{\text{пр}}$ – масса
 противовеса, кг; $a_{\text{в}}$ – ускорение подъёма
 кабины, м/с².

В свою очередь силы тяжести ка-
 бины и противовеса вычисляются по
 формулам

$$G_{\text{каб}} = m_{\text{каб}} \cdot g; \quad (4)$$

$$G_{\text{каб}} = m_{\text{пр}} \cdot g. \quad (5)$$

Подставив формулы (4) и (5) в (3)
 и приравняв силы натяжения канатов T ,
 получаем, что ускорение, с которым
 противовес разгоняет пустую кабину $a_{\text{в}}$,
 вычисляется по формуле

$$a = g \cdot \frac{m_{\text{пр}} - m_{\text{каб}}}{m_{\text{пр}} + m_{\text{каб}}} \quad (6)$$

при условии, что

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{каб}} \frac{Q}{2}. \quad (7)$$

Подставив формулу (7) в (6), после
 преобразований получаем

$$a_{\text{в}} = g \cdot \frac{Q}{4 \cdot m_{\text{каб}} + Q}. \quad (8)$$

Определим усилие, которое необ-
 ходимо приложить к кабине, чтобы
 остановить кабину с допустимым за-
 медлением.

Сила торможения $F \uparrow$, приложен-
 ная к кабине, предотвращает перевеши-
 вание кабины противовесом и замедляет
 кабину с допустимым ускорением $a_{\text{в}}$.

Рассмотрим торможение системы
 «кабина – противовес», при которой
 $m_{\text{каб}} < m_{\text{пр}}$ (рис. 5).

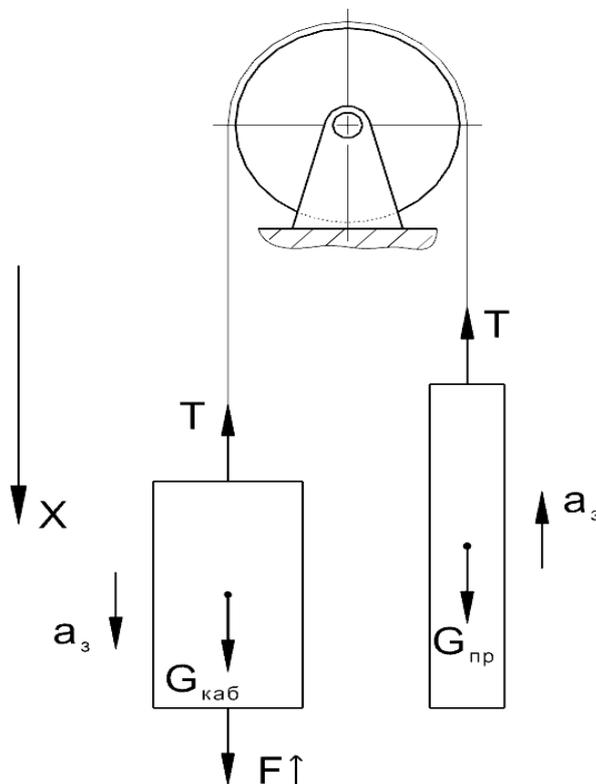


Рис. 5. Схема сил при замедлении кабины, поднимающейся вверх с превышением скорости

Запишем уравнения равновесия объектов системы:

$$\begin{cases} \vec{T} + \vec{G}_{\text{каб}} + F \uparrow = m_{\text{каб}} \cdot \vec{a}_3; \\ \vec{T} + \vec{G}_{\text{пр}} = m_{\text{пр}} \cdot \vec{a}_3. \end{cases} \quad (9)$$

Спроецируем на ось X силы, действующие на кабину и противовес:

$$\begin{cases} F \uparrow + G_{\text{каб}} - T = m_{\text{каб}} \cdot a_3; \\ G_{\text{пр}} - T = -m_{\text{пр}} \cdot a_3. \end{cases} \quad (10)$$

Подставив формулы (4) и (5) в (10) и приравняв силы натяжения канатов T , получаем, что сила торможения $F \uparrow$, N , для остановки системы с замедлением $a_в$ вычисляется по формуле

$$F \uparrow = g \cdot (m_{\text{пр}} - m_{\text{каб}}) + a \cdot (m_{\text{пр}} + m_{\text{каб}}) \quad (11)$$

или по формуле

$$F \uparrow = g \cdot \frac{Q}{2} + a_3 \cdot \left(2 \cdot m_{\text{каб}} + \frac{Q}{2}\right). \quad (12)$$

Снятие с ловителей осуществляется перемещением кабины лифта в направлении, противоположном срабатыванию ловителя. При этом уменьшение усилия, необходимого для снятия, достигается наличием тела качения (ролик).

Определение силового воздействия на рабочие элементы ловителя.

В процессе торможения на элементы ловителя воздействуют распирающие усилия и создаваемые ими силы трения (тормозные усилия), обусловленные геометрией конструкции и параметрами упругого элемента (рис. 6).

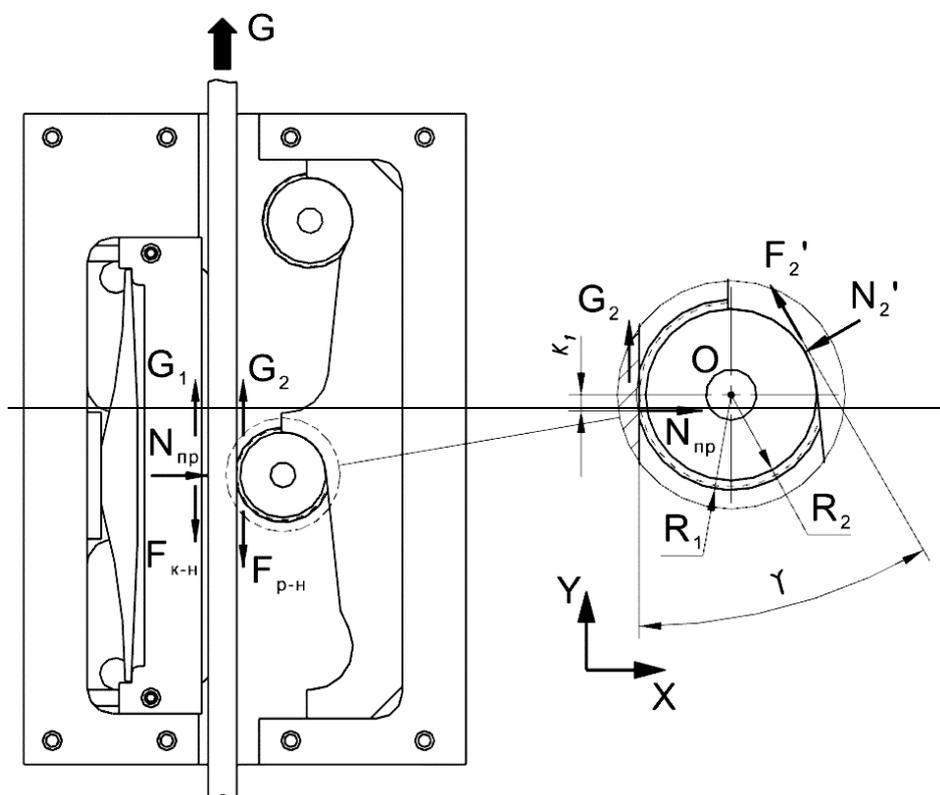


Рис. 6. Схема распределения усилий в элементах конструкции ловителя плавного торможения

Каждый из рабочих элементов воспринимает свою часть общего усилия торможения G :

$$G = G_1 + G_2, \quad (13)$$

где G_1 – усилие торможения колодки по направляющей, Н; G_2 – усилие торможения ролика по направляющей, Н.

Сила трения колодки по направляющей $F_{к-н}$, Н, вычисляется следующим образом:

$$G_1 = F_{к-н} = N_{пр} \mu_1, \quad (14)$$

где $N_{пр}$ – сила прижатия пружиной, Н; μ_1 – коэффициент трения колодки по направляющей.

Усилие перемещения ролика по направляющей G_2 равно силе сопротивления качению ролика по направляющей $F_{р-н}$:

$$G_2 = F_{р-н}. \quad (15)$$

Для определения силы сопротивления качению ролика по направляющей $F_{р-н}$ составим уравнения суммы моментов относительно точки O и спроецируем действующие силы на ось X (см. рис. 6):

$$\sum M_O = 0: G_2 \cdot R_1 - \vec{F}_2 \cdot R_2 - N_{пр} \cdot k_1 = 0; \quad (16)$$

$$\sum X = 0: N_{пр} - F'_2 \cdot \sin \gamma - N'_2 \cdot \cos \gamma = 0. \quad (17)$$

Выражая F'_2 из уравнения (16) и подставляя в уравнение (17), получаем

$$\begin{aligned} G_2 &= N_{пр} \cdot \frac{k_1 (\sin \gamma + \cos \gamma) \cdot \mu_2 \cdot R_2}{R_1 \cdot (\sin \gamma + \cos \gamma)} = \\ &= N_{пр} \cdot f_{п}, \end{aligned} \quad (18)$$

где k_1 – коэффициент трения качения ролика по направляющей, см; $f_{п}$ – приведенный коэффициент сопротивления

качения ролика по направляющей.

Усилие прижатия пружиной при посадке вниз $N_{пр} \downarrow$, Н, вычисляется по формуле

$$N_{пр} \downarrow = \frac{F \downarrow}{n \cdot (\mu_1 + f_{п})}, \quad (19)$$

где n – количество ловителей в каресе лифта.

Усилие прижатия пружиной при превышении скорости поднимающейся вверх кабины $N_{пр} \uparrow$, Н, вычисляется по формуле

$$N_{пр} \uparrow = \frac{F \uparrow}{n \cdot (\mu_1 + f_{п})}. \quad (20)$$

Определение коэффициентов трения в ловителе.

Для определения коэффициентов трения скольжения колодки по смазанной направляющей 2Т2-А ТУ14-11-245–88 была реализована схема нагружения, представленная на рис. 7 (температура окружающей среды 19,4 °С...+20,6 °С; атмосферное давление 741 мм рт. ст.; влажность 54 %).

При помощи болтов 5 (см. рис. 7) деформируются пружины 2 и 2* до достижения требуемой величины напряжений, соответствующей заданному значению усилия $N_{пр} = 50$ кН (усилия, возникающие в обеих пружинах, равны). При перемещении направляющей вдоль приспособления фиксируется возникающая сила протягивания.

На рис. 8 приведена гистограмма распределения коэффициента трения скольжения μ_1 колодки по смазанной направляющей 2Т/2А на основании полученных экспериментальных данных.

Для определения суммарного коэффициента сопротивления $\mu_1 + f_{п}$ проведено протягивание ловителя (пружина – применение тензометрического комплекса) с фиксацией величины тормозного усилия и усилия на пружине.

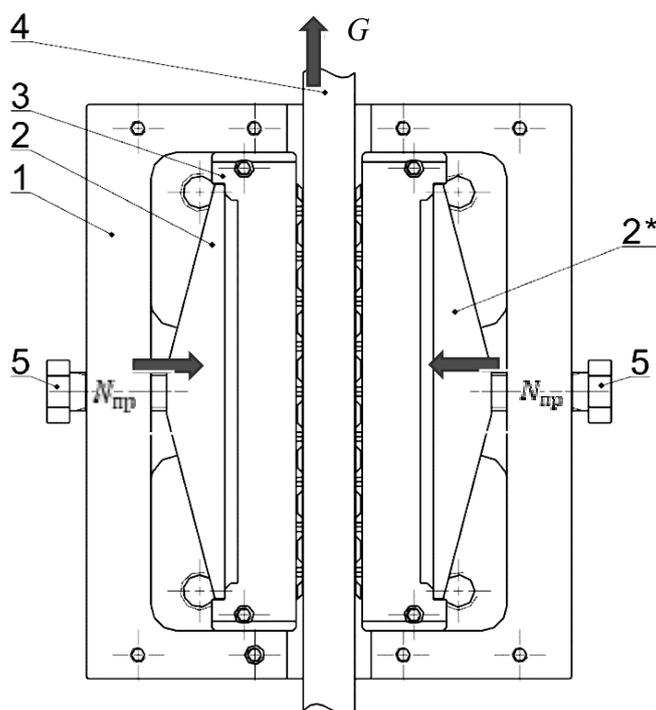


Рис. 7. Схема для определения коэффициента трения колодки по направляющей: 1 – корпус; 2 – пружина; 2* – пружина с тензодатчиком; 3 – колодка тормозная; 4 – направляющая; 5 – болтовой упор



Рис. 8. Гистограмма распределения коэффициента трения μ_1 колодки по смазанной направляющей

На рис. 9 приведена гистограмма распределения суммарного коэффициента сопротивления $\mu_1 + f_n$ на основании полученных экспериментальных данных.

Как следует из рис. 8 и 9, коэффи-

циент трения варьируется в пределах:

– колодки по направляющей $\mu_1 = 0,126 \dots 0,146$;

– общий коэффициент сопротивления $\mu_1 + f_n = 0,29 \dots 0,36$.

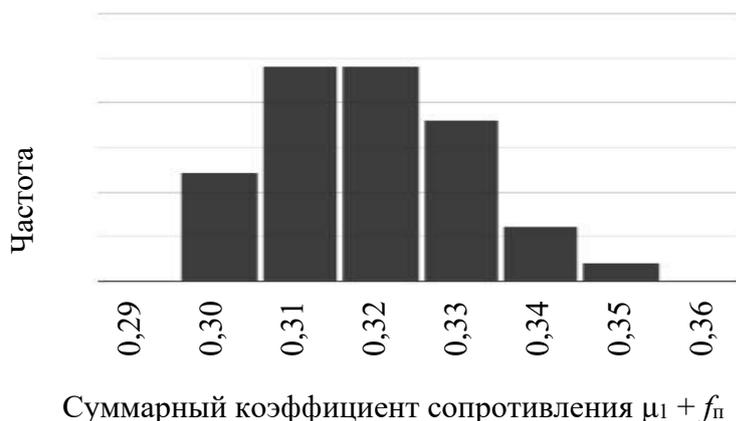


Рис. 9. Гистограмма распределения суммарного коэффициента сопротивления $\mu_1 + f_{\text{п}}$ ловителя

В соответствии с полученными значениями величина коэффициента трения скольжения гладких поверхностей шеек ролика и основания определяется разностью полученных значений: $f_{\text{п}} = 0,164 \dots 0,214$.

Определение действительных значений коэффициентов сопротивления позволяет спроектировать упругий элемент, плоскую пружину, для обеспече-

ния посадки кабины с требуемым замедлением.

Руководствуясь вышеизложенными положениями для лифта, имеющего максимальные массогабаритные показатели и величину номинальной грузоподъёмности (ограничение по диапазону работоспособности ловителя), определены силовые параметры, воздействующие на элементы ловителя (табл. 1).

Табл. 1. Величины силовых факторов, действующих в процессе аварийного срабатывания ловителей

P , кг	Q , кг	$F \downarrow$, Н (1)	$F \uparrow$, Н (12)	$N_{\text{пр}} \downarrow$, Н (19)	$N_{\text{пр}} \uparrow$, Н (20)
1352	1275	41143	25816	63297	39717

Заключение

Рассмотрен принцип действия ловителя плавного торможения двустороннего действия с определением параметров силового взаимодействия рабочих элементов ловителя в процессе аварийной остановки в зависимости от направления движения кабины. Экспериментально определены величины коэффициентов трения рабочих элементов для определения необходимой величи-

ны тормозного усилия. Проведён расчёт величин усилий контактно-силового взаимодействия рабочих элементов ловителя при срабатывании в направлении движения кабины вниз. Реализация данного подхода необходима для обеспечения работоспособности узла безопасности в процессе аварийного режима остановки лифта в случае превышения номинальной скорости движения лифта более чем на 15 % или обрыве канатов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **EN 81-20:2014.** Safety rules for the construction and installation of lifts. – Lifts for the transport of persons and goods. – Part 20: Passenger and goods passenger lifts.
2. **EN 81-50:2014.** Safety rules for the construction and installation of lifts. – Examinations and tests. – Part 50: Design rules, calculations, examinations and tests of lift components.
3. **ГОСТ Р 53780–2010.** Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. – Введ. 31.03.2010. – Москва: Стандартинформ, 2010.
4. **ГОСТ 33984.1–2016.** Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортировки людей или людей и грузов. – Введ. 01.10.2018. – Москва: Стандартинформ, 2017.

Статья сдана в редакцию 30 сентября 2021 года

Дмитрий Владимирович Непша, инженер-конструктор 2-й категории ОПР НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-240-14-41. E-mail: nepsha.dzmitry@gmail.com.

Виктор Николаевич Клочков, начальник бюро надёжности Олаб НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Максим Валерьевич Соболев, директор НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-242-02-68.

Dmitry Vladimirovich Nepsha, 2nd category design engineer of STC Prospective Development Department, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-240-14-41. E-mail: nepsha.dzmitry@gmail.com.

Viktor Nikolayevich Klochkov, Head of Reliability Department of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Maksim Valeryevich Sobolev, STC Director, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-242-02-68.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_56

УДК 629.021

М. Э. Подымако, В. Н. Клочков, М. В. Соболев

РАСЧЕТНОЕ ОБОСНОВАНИЕ И НАТУРНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ СПОСОБА ПРОВЕДЕНИЯ УСКОРЕННЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН

M. E. Podymako, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev

CALCULATED JUSTIFICATION AND FULL-SCALE CONFIRMATION OF THE METHOD FOR CONDUCTING ACCELERATED CYCLIC TESTS OF HELICAL SPRINGS

Аннотация

Приведены результаты апробации способа проведения ускоренных циклических испытаний винтовой пружины (на примере пружины растяжения) с целью определения параметров работоспособности по критерию долговечности. Способ заключается в замене реального объекта эквивалентным образцом (уменьшение количества витков), с сохранением величины уровня напряжений, для уменьшения амплитуды перемещений, что позволит снизить время проведения испытаний за счёт повышения частоты обратного-поступательного перемещения в процессе испытаний. Для исключения появления резонансных и окolorезонансных процессов определены величины собственных частот колебаний испытуемого образца с последующим выбором оптимальной частоты циклов нагружения.

Ключевые слова:

циклические испытания, привод дверей, винтовая пружина растяжения, циклическая долговечность, критерии разрушения, лифт.

Для цитирования:

Подымако, М. Э. Расчетное обоснование и натурное подтверждение способа проведения ускоренных циклических испытаний винтовых пружин / М. Э. Подымако, В. Н. Клочков, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 56–65.

Abstract

The article presents the results of testing a method for conducting accelerated cyclic tests of helical springs (exemplified by a tension helical spring) in order to determine the performance parameters according to the durability criterion. The method consists in replacing a real object with an equivalent sample (reducing the number of turns), while maintaining the magnitude of stress level in order to reduce the amplitude of movements, which will reduce the test time by increasing the frequency of the reciprocating movement during the test. To avoid the occurrence of resonant and near-resonant processes, the magnitudes of natural vibration frequencies of the test sample have been determined, followed by the selection of the optimal frequency of loading cycles.

Keywords:

cyclic tests, door drive, tension helical spring, cyclic durability, failure criteria, elevator.

For citation:

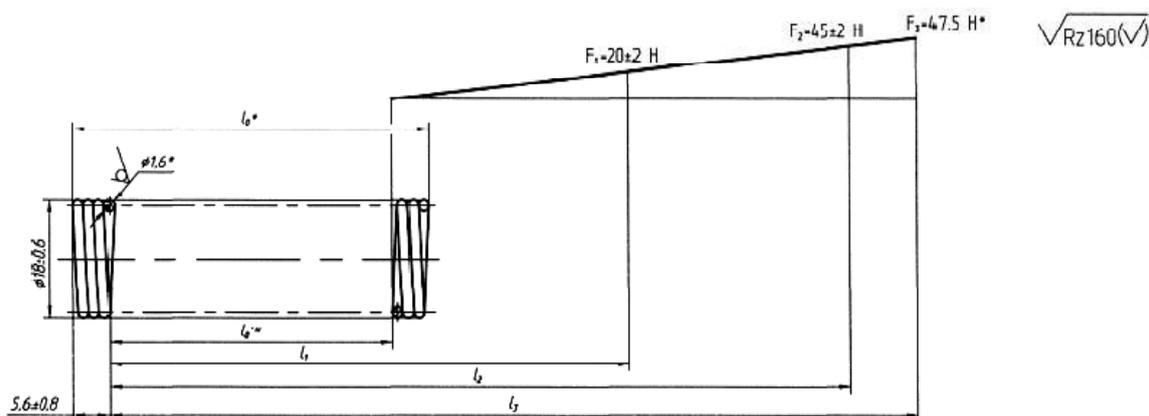
Podymako, M. E. Calculated justification and full-scale confirmation of the method for conducting accelerated cyclic tests of helical springs / M. E. Podymako, V. N. Klochkov, M. V. Sobolev // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 56–65.

Введение

Винтовая пружина – достаточно изученный объект, который, однако, не так очевиден, как кажется. Внутри пружины заложены функциональные характеристики, такие как жёсткость, а также показатели долговечности, такие как число циклов при периодическом нагружении. Пружины цилиндрические винтовые нормируются ГОСТ 13765–86 *Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров*, на основании которого, имея требуемую характеристику, выполняется проектирование пружины. После этого этапа пружина существует в виде конструкторского документа, чертежа, который передаётся на технологическую проработку и далее в производство. Технологическая проработка, так же как и конструкторская, имеет своим результатом технологический процесс, следование которому должно привести к получению годной пружины. В реальности проволока, из которой изготовле-

на пружина, находясь в закалочной печи, под действием высокой температуры подвергается линейному удлинению, вследствие чего после термической обработки увеличивается число витков пружины. Поэтому имеется допуск на высоту (длину) пружины, регламентируемый ГОСТ 16118–70, т. е. после термообработки пружина может не обладать закладываемой характеристикой жёсткости. Вследствие этого после её изготовления выполняется проверка данной характеристики на метрологическом приспособлении, по результатам которой корректируются длина заготовки и режимы термообработки. Однако есть параметры, которые невозможно проверить мгновенно, но которые являются критичными для обеспечения безопасности работы объекта, в составе которого эта пружина работает.

В данном случае объектом рассмотрения является пружина дверей шахты лифта (рис. 1), возвращающая створки этажных дверей в запёртое состояние.



Обозначение	l_0 мм	l_0^* мм	l_1 мм	l_2 мм	l_3 мм	l_4 мм	l_5 мм	II	III	Масса, кг
	337.6	329.6	620	970	1010	205	210			0.175
-01	476.8	468.8	878	1378	1428	292	297			0.248

1. *Размеры и параметры для справок.
2. Пружина с витком N*298 по ГОСТ 13767-86.
3. Направление наводки правое.
4. Число рабочих витков n.
5. Полное число витков n1=2.
6. Выносливость пружины не менее 5×10^4 циклов.
7. Покрытие: Хим.Фос.пн.
8. Остальные технические требования по

ГОСТ 16118-70

Рис. 1. Эскиз пружины

Лифт – потенциально опасный объект, требующий для его разработки и производства соответствующих разрешений. Наряду с этим правилами (EN 81-20:2014, ГОСТ 33984.1–2016, ГОСТ Р 53780–2010) определены узлы, которые являются опасными и должны подвергаться сертификационным испытаниям как сами по себе, так и в составе лифта. Пружина дверей шахты к таким узлам не относится, однако это совершенно не значит, что отсутствует необходимость её проверки. И одной из проверок, которую необходимо выполнять, является проверка пружины на долговечность, та самая, которую нельзя произвести мгновенно. Необходимость её выполнения, кроме всего прочего, вызывает ряд факторов: качество поставляемого сырья, технологическая дисциплина при её навивке, термообработке, а также, как будет показано далее, способ формирования зацепов. Кроме того, важным аспектом выступает надёжность пружины по критерию долговечности, т. к. последствиями разрушения являются отсутствие собираемости цепи безопасности лифта и его неработоспособность. Немаловажна также минимальная трудоёмкость сборки пружины в дверях шахты, т. к. это самая массовая позиция в составе лифта. Число дверей шахты равно этажности лифта и при объёме выпуска 1400 лифтов в месяц может достигать 14–15 тыс.

Основная часть

Разработка и валидация способа проведения ускоренных испытаний пружины на долговечность осуществлялись при последовательном выполнении ряда задач:

- 1) предложить конструктивное исполнение приспособления;
- 2) выполнить расчётное обоснование процесса испытаний;
- 3) выполнить опытную проверку способа.

Пружины разной длины имеют одинаковые напряжения при действии на них одинакового по величине усилия. Это подтверждается формулой для расчёта напряжений по ГОСТ 13765–86, в которой число витков отсутствует как параметр:

$$\tau_0 = K \frac{8F_3 D}{\pi d^3},$$

где K – коэффициент, зависящий от соотношения диаметров проволоки и пружины; F_3 – сила пружины при максимальной деформации, Н; D – наружный диаметр пружины, мм; d – диаметр проволоки, мм.

Аналогичное подтверждение было получено с использованием метода конечных элементов (рис. 2).

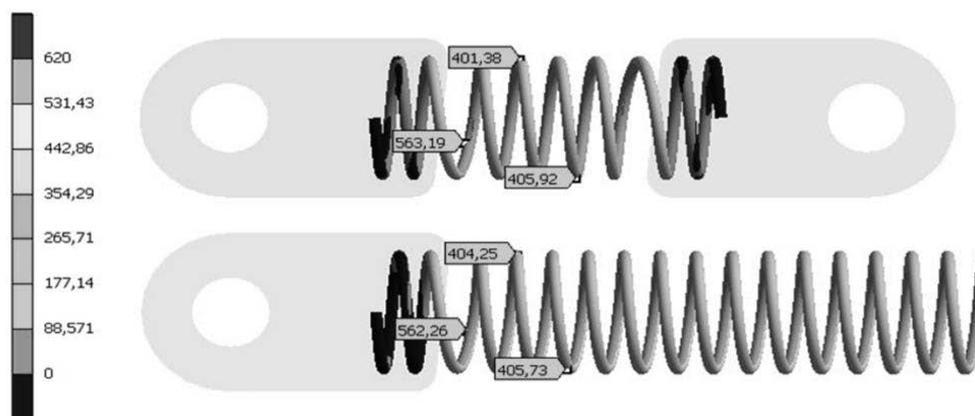


Рис. 2. Уровень напряжений в пружине с различным количеством витков

Основываясь на этом факте, был предложен вариант испытаний пружины меньшей длины в составе приспособления, реализующего частоту нагружения, равную частоте вращения вала двигателя с использованием эксцентрика (рис. 3). Рассмотрение пружины меньшей длины выбрано в связи с тем, что

для испытаний полноразмерной пружины (см. рис. 1) с рабочим ходом потребовались бы механизмы со значительным рабочим ходом, что накладывает ограничения на частоту нагружения и, следовательно, делает испытания длительными.

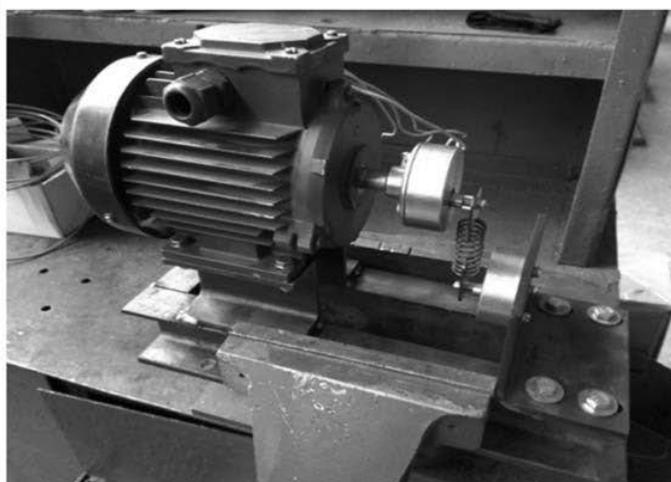


Рис. 3. Приспособление для ускоренных испытаний пружин

Для проверки отсутствия резонанса при испытании пружины была определена резонансная частота для варианта с десятью рабочими витками. Она составила около 60 Гц. Ввиду того, что планировалось проводить испытания на как можно большей частоте, предварительно с приводом от двигателя с номинальной частотой вращения 3000 об/мин (50 Гц), и собственная частота колебаний пружины находилась в околорезонансной зоне, было принято решение повы-

сить её жёсткость уменьшением количества рабочих витков до шести штук. Это позволило повысить резонансную частоту приблизительно в 1,7 раза в соответствии с формулой

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где c – жесткость пружины (обратно пропорциональна количеству рабочих

витков); m – масса колебательной системы (рабочих витков пружины), кг.

В приспособлении реализован кинематический способ нагружения: создание требуемого усилия в пружине путём растяжения её на определённую величину. На основании этого выбирались:

- расстояние между эксцентриком и нижней опорой при положении оси эксцентрика в нижней фазе;
- эксцентриситет оси эксцентрика по отношению к оси вращения.

Определение величины проводилось методом конечных элементов последовательным приложением сил $F_1 = 20$ Н и $F_3 = 47,5$ Н. Результаты расчёта приведены на рис. 4.

Растяжение при действии силы 20 Н составило 9,7 мм, а при силе 47,5 Н – 23 мм. Амплитуда составляет $(23 - 9,7) / 2 = 6,65$ мм. На рис. 5 представлен чертёж эксцентрика с необходимым эксцентриситетом.

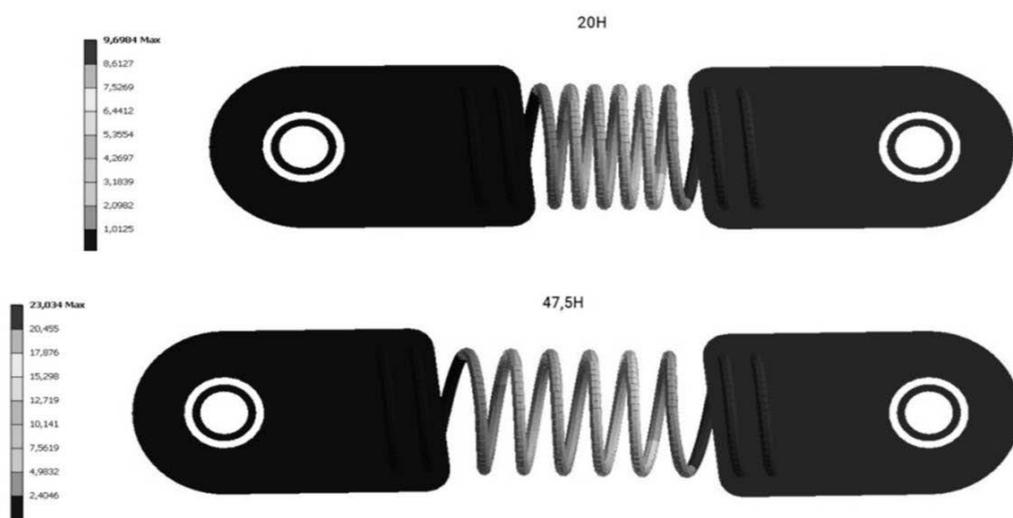


Рис. 4. Определение размаха колебаний пружины

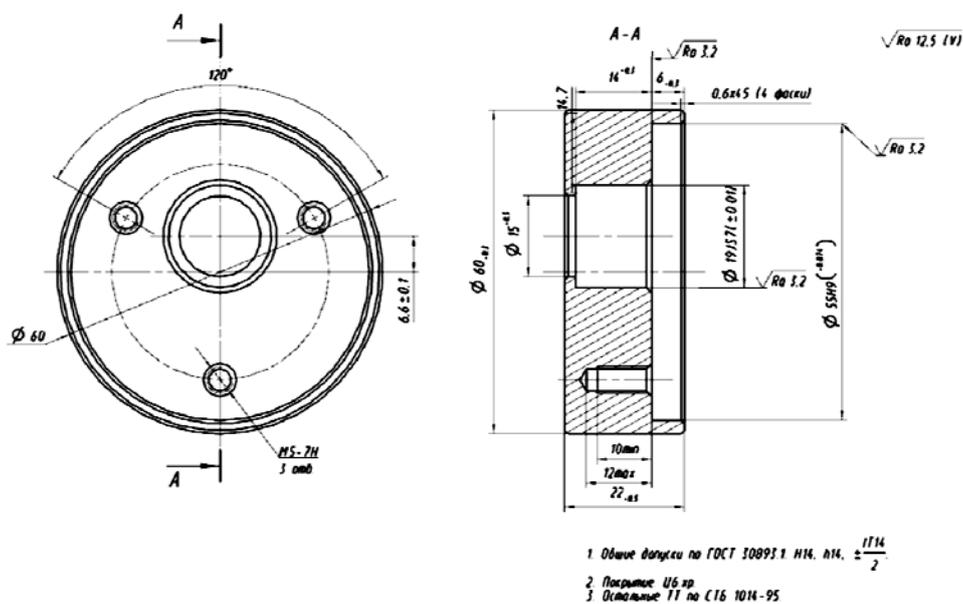


Рис. 5. Чертёж эксцентрика для требуемого размаха

Был выполнен динамический расчёт с имитацией процесса работы пружин с шестью и десятью рабочими витками в приспособлении. Результаты моделирования для обоих вариантов представлены на рис. 6. При испытании пружины с шестью рабочими витками при частотах до 25 Гц (до 1500 об/мин) отклонений амплитуды усилий от идеальной, рассчитанной для статического нагружения, не наблюдается. При повы-

шении частоты до 50 Гц (3000 об/мин) присутствует увеличение возникающего усилия на 6,8 %, что переводит испытания в разряд консервативных.

Данные для пружины с десятью витками приведены в качестве информации и подтверждения расчёта её собственной частоты, при околорезонансной частоте 50 Гц (собственная частота 60 Гц) пружина уходит «вразнос».

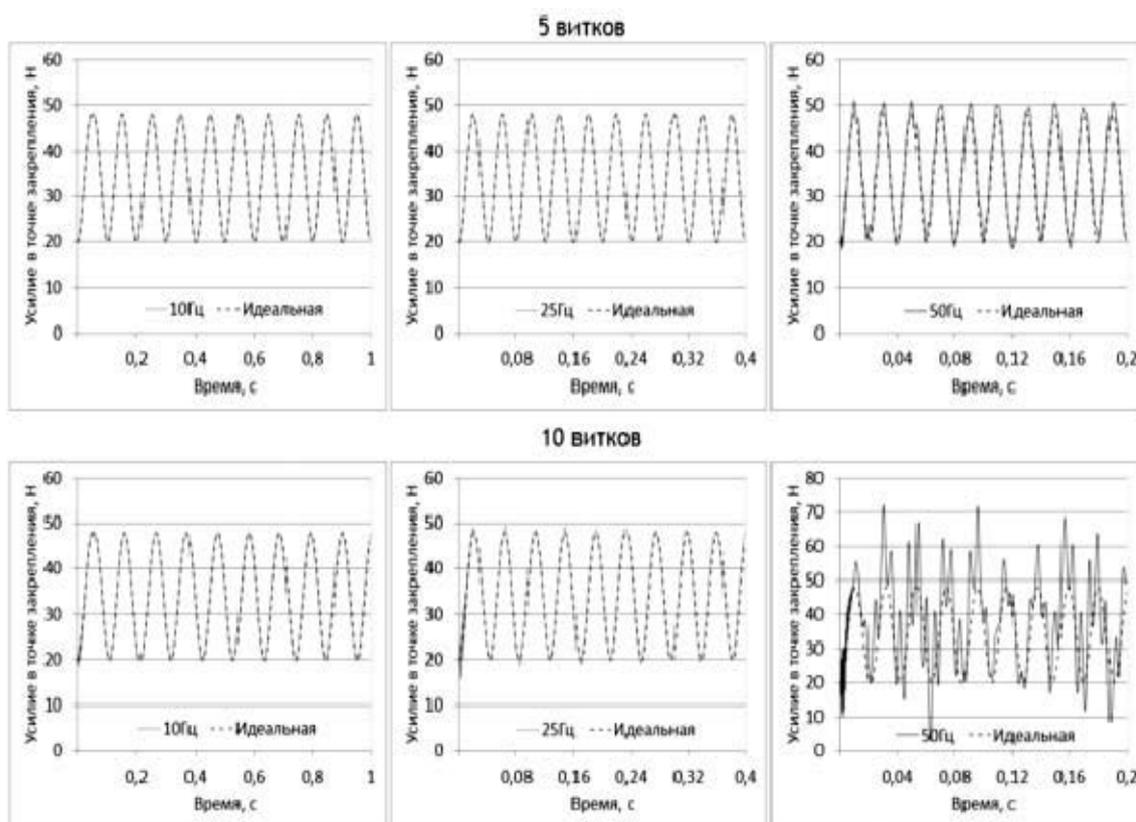


Рис. 6. Проверка колебаний пружин на различных частотах

Обоснование числа циклов нагружения выполнялось на основе циклограмм, снятых в процессе выполнения ГНТП «Машиностроение и машиностроительные технологии» АТКС16-5.03 совместно с Государственным научным учреждением «Объединённый институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси» с лифта, установленного в административно-бытовом корпусе ОАО «Могилевлифтмаш». Ко-

личество остановок лифта на 2 этаже, как наиболее посещаемом, составляет 337 остановок за смену.

Общее число циклов нагружения пружины в составе дверей шахты при двусменной работе составит

$$N = 2 \cdot n \cdot D \cdot L = 2 \cdot 337 \cdot 250 \cdot 30 = 5\,055\,000 \text{ циклов,}$$

где n – число срабатываний дверей шахты; D – количество рабочих дней в году; L – количество лет работы лифта.

Как уже отмечалось ранее, важным условием при рассмотрении конструкции пружины являлось обеспече-

ние минимальной трудоёмкости сборки её в составе двери шахты. Было рассмотрено два варианта: с установкой пружины на полиуретановые втулки и с использованием зацепов крайних витков из листового материала (рис. 7).

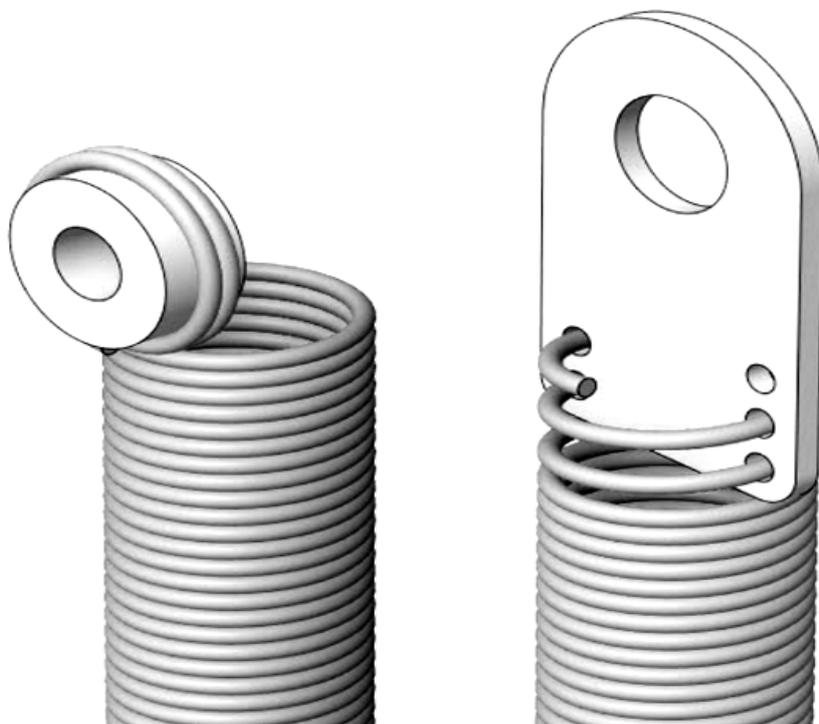


Рис. 7. Варианты установки пружины

Вариант с листовыми зацепами, очевидно, является более трудоёмким, требующим «ввинчивания» пружины в зацеп. Однако ввиду первичности требований безопасности были проверены оба варианта. Для обеспечения некоторой регулировки и настройки один из концов пружины устанавливался в листовую зацеп, второй – в зависимости от рассматриваемого варианта.

Следует отметить, что в испытательном центре ОАО «Могилевлифтмаш» функционирует стенд для испытаний дверей шахты в сборе, в составе которого было выполнено испытание нескольких полноразмерных пружин с двумя кольцами, одна из которых разрушилась (рис. 8, а), что вызвало необ-

ходимость установления причин разрушения и разработки мероприятий для его исключения.

Обратило на себя внимание место разрушения пружины, которое находилось вне области рабочих витков, в зоне зацепа, который устанавливался на полиуретановую втулку меньшего диаметра. Было выполнено моделирование способа установки на втулку и получено соответствие расположения областей максимальных растягивающих напряжений и области разрушения (рис. 8, б). Ввиду длительности испытаний в составе стенда дверей шахты они были выполнены лишь для серийного варианта, которым являлся вариант с двумя кольцевыми зацепами.

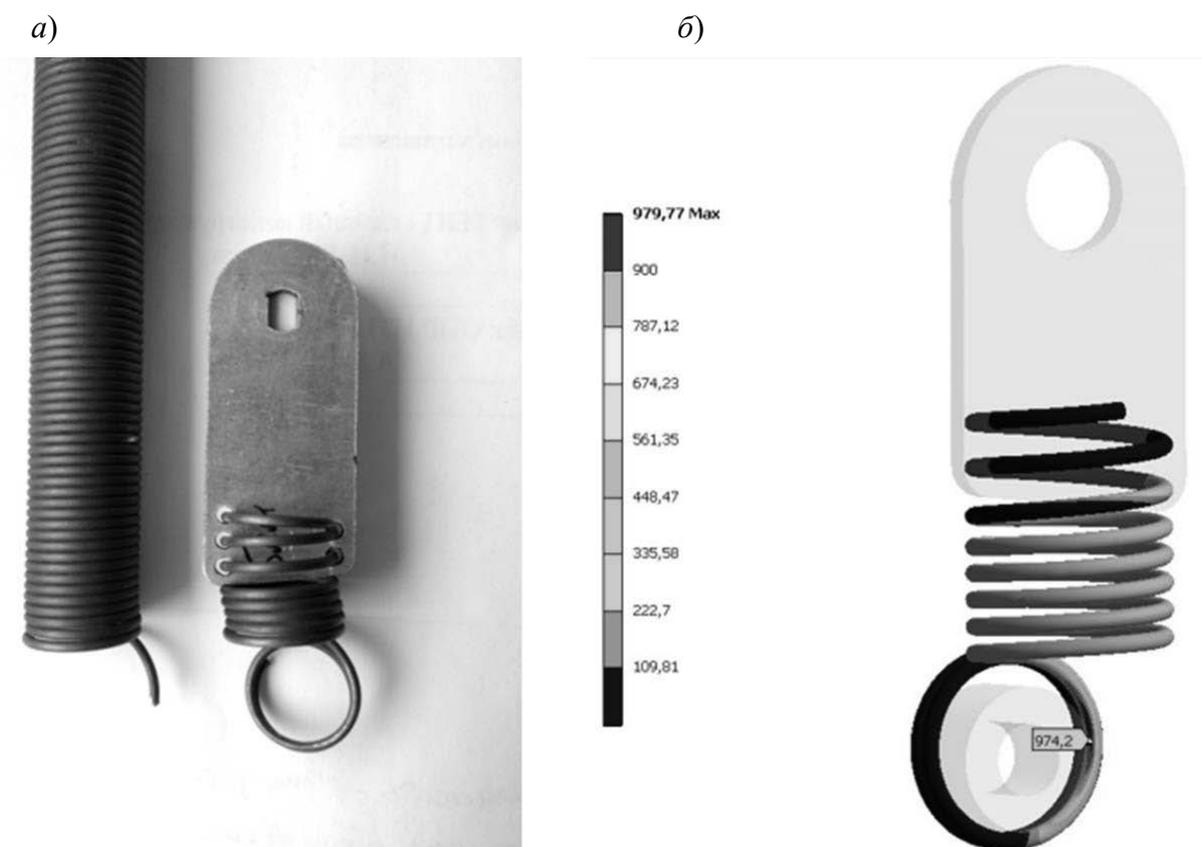


Рис. 8. Разрушение полноразмерной пружины с идентификацией области разрушения (а) и результаты её расчёта (б)

Было выполнено изготовление приспособления и проведено испытание нескольких пружин с различными вариантами закреплений их концов. В процессе испытаний разрушения испытуемых пружин с двумя листовыми зацепами обнаружено не было, так же как и с комбинированным креплением (кольцо – зацеп). Пружины отработали 5,055 млн циклов без разрушения.

Для установления возможной причины разрушения был проанализирован процесс формирования кольцевых зацепов и обнаружено, что при их отгибании возможно нанесение инструментом царапин как раз в области потенциального разрушения. Для подтверждения этого факта была целенаправленно нанесена царапина (рис. 9, а), пружина была установлена в приспособление, её разруше-

ние произошло после 48 тыс. циклов (рис. 9, б). Таким образом, было установлено, что правильно спроектированная пружина может разрушаться из-за особенностей изготовления, а именно формирования кольцевых зацепов. На текущий момент предприятие не имеет трёхкоординатного пружинонавивочного станка, позволяющего формировать зацепы в автоматическом режиме, вследствие чего операция выполняется вручную.

Таким образом, было установлено, что причиной разрушения пружин являлась не конструкторская ошибка, а случайные повреждения при отгибании крайних витков для кольцевых зацепов. Тем не менее были выполнены расчёты методом конечных элементов различных вариантов конструктивного испол-

нения крайних витков пружин, которые встречаются в технической литературе

(рис. 10). В табл. 1 представлены результаты расчёта.

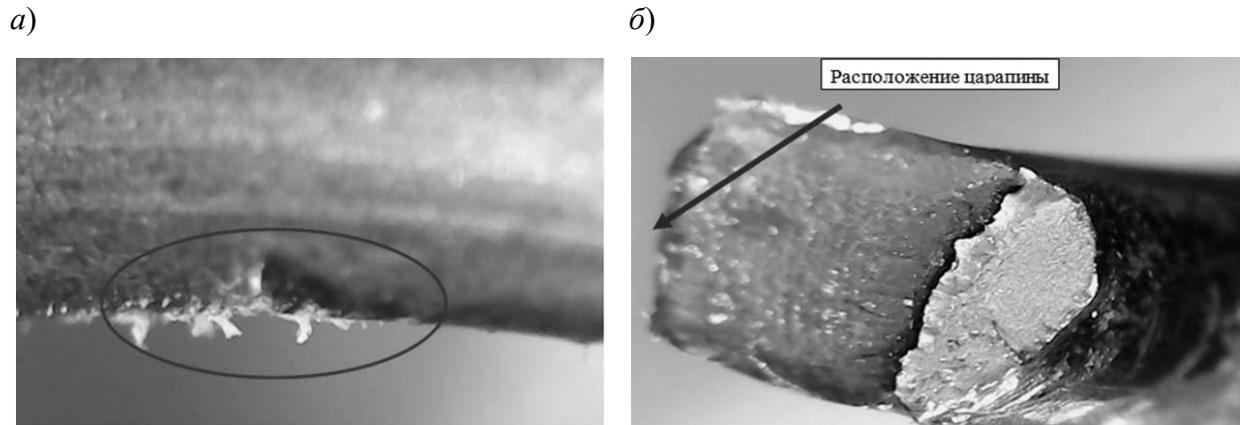


Рис. 9. Искусственно нанесённая царапина (а), излом витка (б)

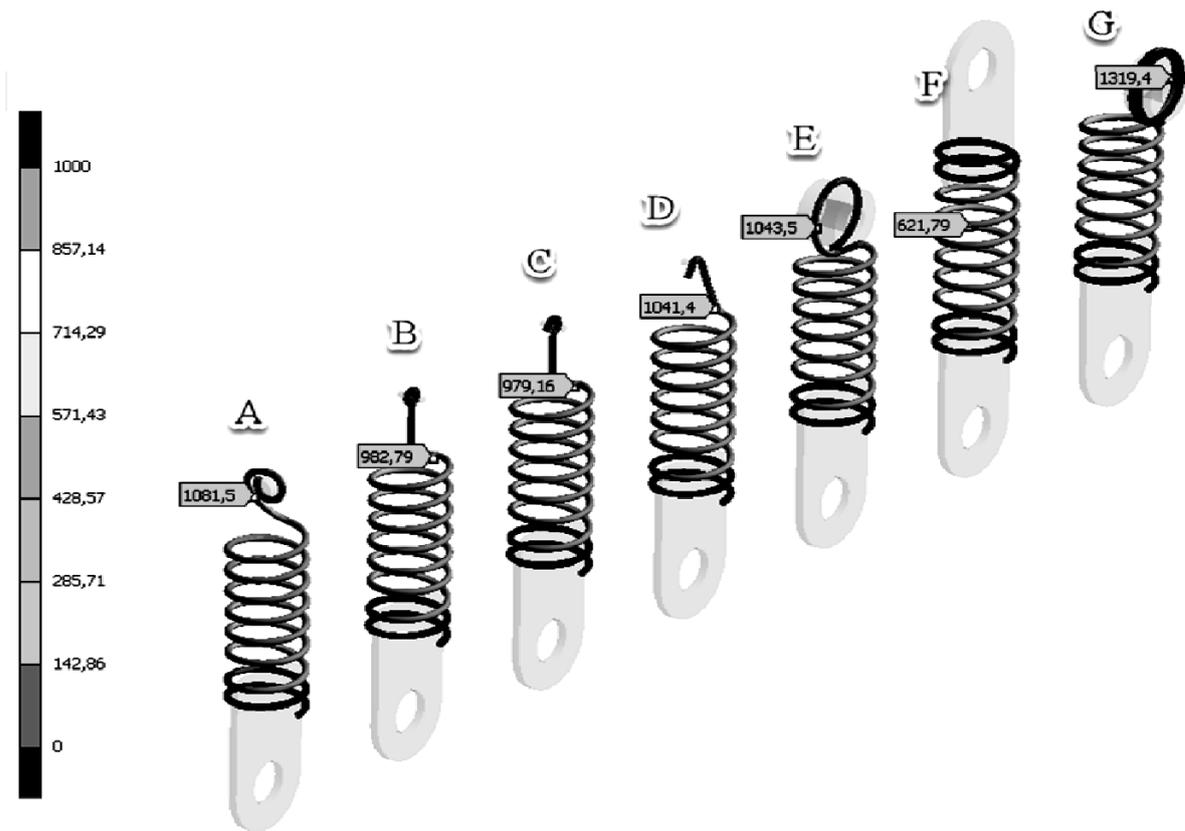


Рис. 10. Первые главные напряжения для пружин с различными крайними витками

Табл. 1. Сравнение пружин по исполнению формы зацепов

Исполнение крайних витков (см. рис. 10)	Максимальные первые главные напряжения, МПа	Уровень возникающих напряжений, % к варианту G
A	1081,5	81,96
B	989,72	75,01
C	979,16	74,2
D	1041,4	78,9
E	1043,5	79,08
F (серийный)	< 700	53,05
G (серийный)	1319,4	100

Таким образом, наиболее выгодным исполнением, с позиции прочности и долговечности, является вариант F, однако он и наиболее трудоёмкий при сборке.

Заключение

В процессе разработки подхода для ускоренных испытаний пружин дверей шахты было решено две задачи: разработан и апробирован способ проведения ускоренных испытаний винтовых пружин на примере цилиндрической винтовой пружины растяжения привода дверей шахты лифта, обеспечивший, при сохранении адекватности результатов, ускорение испытаний в 32 раза (с 936 до 28 ч); выявлен факт разрушения, анализ причин которого привёл к инициализации процедуры пересмотра технологического процесса изготовления пружины в части формирования её зацепов.

Таким образом, разработанный способ позволит оперативно проводить испытания пружин, по критерию долговечности, как на этапе проектирования и изготовления опытной партии, так и при введении изменений в технологический процесс изготовления (применяемый материал, класс проволоки, термическая обработка и т. д.), а изменения технологического процесса изготовления пружины в части формирования зацепа(ов) исключают нанесение концентраторов в области возникновения максимальных напряжений. Проведённый анализ влияния элементов крепления и формы зацепов пружин растяжения на характер распределения и величину напряжений даёт выбор в будущем при возникновении необходимости изменения конструкции зацепов данной пружины и выборе варианта для любой другой пружины растяжения.

Статья сдана в редакцию 12 октября 2021 года

Максим Эдуардович Подымако, заведующий отраслевой лабораторией НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-241-99-97. E-mail: podymako_m@mail.ru.

Виктор Николаевич Клочков, начальник бюро надёжности отраслевой лаборатории, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Максим Валерьевич Соболев, директор НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». Тел.: +375-29-242-02-68.

Maksim Eduardovich Podymako, Head of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-241-99-97. E-mail: podymako_m@mail.ru.

Viktor Nikolayevich Klochkov, Head of Reliability Department of the STC branch laboratory, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-743-68-10. E-mail: vnklochkov@mail.ru.

Maksim Valeryevich Sobolev, STC Director, JSC Mogilevliftmash. Tel.: +375-29-242-02-68.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_66

УДК 624.132.3

А. П. Смоляр

ОБОБЩЕННАЯ ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ КОПАНИЯ ГРУНТА

A. P. Smoliar

GENERALIZED SIMULATION MODEL OF EXCAVATION WORKS

Аннотация

Представлена обобщенная имитационная модель разработки грунта, пригодная для анализа процесса копания рабочим органом любого типа. Приведен метод оценки значимости факторов, оказывающих влияние на процесс копания, обеспечивающий получение количественной оценки их эффективности.

Ключевые слова:

разработка грунта, имитационная модель, площадка сдвига, угол сдвига, обобщенная расчетная схема, угол резания.

Для цитирования:

Смоляр, А. П. Обобщенная имитационная модель копания грунта / А. П. Смоляр // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 66–75.

Abstract

A generalized simulation model of excavation works is presented, suitable for analyzing the process of digging with a working member of any type. A method for assessing the significance of factors influencing the digging process is given, which ensures a quantitative assessment of their effectiveness.

Keywords:

excavation works, simulation model, shear area, shear angle, generalized design scheme, cutting angle.

For citation:

Smoliar, A. P. Generalized simulation model of excavation works / A. P. Smoliar // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 66–75.

Введение

Земляные работы являются важной составной частью строительства большинства инженерных сооружений. В зависимости от типа сооружаемого объекта объем земляных работ колеблется от 3 %...5 % до 80 %...90 % общего объема строительных работ. Машины для разработки грунтов и пород являются одним из основных видов техники, используемой при добыче полезных ископаемых, производстве строительных материалов, в угольной промышленности, сельском хозяйстве и других отраслях.

Высокая энергоемкость земляных работ и большой их объем, не имеющий тенденции к снижению, позволяют заключить, что исследования, направленные на разработку новых технологий, обеспечивающих снижение затрат энергии при разработке грунта, являются актуальными.

Анализ конструкций современных землеройных машин показывает, что возможность достигнуть значительного снижения энергоемкости за счет дальнейшей оптимизации параметров типового рабочего оборудования почти исчерпана.

Поиск и разработка новых технологий в настоящее время в основном ведутся на основе интуиции, т. к. существующие теории разработки грунтов машинами для земляных работ не решают проблему создания аналитической модели, идентификационной исследуемому процессу.

Планируемые исследования направлены на разработку такой обобщенной аналитической модели, которая могла бы подсказать направление разработки принципов новой технологии копания грунта и которую можно было бы использовать в качестве основного инструмента, обеспечивающего прогностическую оценку эффективности нового оборудования, не имеющего аналогов.

Основная часть

Рабочее сопротивление землеройно-транспортных машин, работающих в режиме послойной разработки, кроме сопротивления резанию, включает в себя сопротивление призмы волочения и сопротивления, возникающие при перемещении грунтового потока по рабочему органу либо внутри рабочего органа [1]. При этом в режиме послойной разработки, когда толщина стружки относительно мала по сравнению с размерами рабочего органа, отделяемый от массива грунт взаимодействует с ножами рабочего органа и поверхность ножа является плоскостью скольжения, формирующей направление движения срезанного грунта.

В таком режиме работают землеройно-транспортные машины, рабочие органы которых можно разделить на типы: плоский; отвальный; ковшовый, отделяющий грунт от массива и заполняющийся им. Для землеройно-транспортных машин, работающих в режиме послойного копания, расчёт процесса копания становится первостепенной задачей. Из-за ограничения силы тяги тягача (тягача и толкателя при тандемной сцепке машин) условиями сцепления их

двигателей с грунтом копания, особенно в заключительной стадии, ведётся при полной реализации тяговых возможностей. Вследствие этого машинист землеройно-транспортной машины не может изменять режим работы в широких пределах. При этом заглубление рабочего органа осуществляется в начальной стадии, как правило, на максимальную глубину, при которой возможно движение машины. В процессе копания при увеличении сопротивления грунта рабочий орган постепенно выглубляется [2].

Для всех типов рабочих органов пригодна единая методика расчета сопротивлений, возникающих при копании грунта. Методика заключается в следующем. Рассматривается движение грунта по поверхностям либо внутри рабочего органа (при этом необходимо иметь в виду и альтернативные возможности движения по разным направлениям) при каком-то заранее выбранном значении угла сдвига. Определяются силовые параметры, действующие на элементы поверхности движущейся массы грунта, в том числе и на предполагаемую площадку сдвига. После этого уточняется положение площадки сдвига и, если выбранное и расчетное значения угла сдвига не совпадают, расчеты продолжаются до совпадения их значений. При их совпадении с заданной точностью имеется полная информация о рассчитываемом процессе и всех его параметрах.

Общие закономерности расчета характерны и для нижнего расчетного элемента движущегося потока грунта, примыкающего к площадке сдвига. Эти закономерности заключаются в следующем. Определяются внешние воздействия, воспринимаемые поверхностями выделенного нижнего элемента. Эти воздействия зависят как от типа рабочего органа, так и от стадии процесса копания. После этого рассматривается равновесие нижнего элемента и определяются неизвестные значения сил, дей-

поверхностью ОД и воздействующим на него телом сцепления оно будет имитироваться силой $C_{од}$.

Сила N , действующая в общем случае под углом α_1 , представляет собой сопротивление перемещаемого потока грунта по поверхности рабочего органа либо сквозь грунт внутри рабочего органа.

Необходимо отметить, что для типовых конструкций бульдозеров и скреперов, работающих без каких-либо загружающих устройств, сила N будет изменяться по зависимости

$$N = k \cdot h_1 + \sum_{i=1}^n F_{тр}^i, \quad (1)$$

при этом

$$h_1 = h \cdot \frac{\sin(\alpha + \psi)}{\sin \psi}, \quad (2)$$

где h_1 – толщина нижнего элемента; h – толщина стружки; k – коэффициент пропорциональности, определяемый из условий движения верхних элементов перемещаемого потока; n – количество поверхностей трения, $n = 1$ при отсутствии призмы волочения, $n = 2$ при ее наличии; $F_{тр}^i$ – сила трения по одной поверхности трения.

Эта формула отражает тот факт, что силы трения практически будут мало зависеть от толщины нижнего элемента, а следовательно, и от угла сдвига ψ в отличие от массы перемещаемого потока грунта, учитываемой первым членом формулы (1).

Таким образом, силы P , $R_{од}$, $C_{од}$ и N имитируют внешнее воздействие на выделенный элемент ОБКД, вес которого равен G .

Отметим, что такое воздействие можно оказывать и механическими устройствами. Отличительной особен-

ностью принятой обобщенной схемы является то, что отмеченные силы и их направление можно учитывать независимо друг от друга. Этим обеспечивается ее универсальность и пригодность для расчета эффективности рабочих органов нового типа. При этом необходимо иметь в виду, что сила N может оказывать воздействие либо непосредственно на рабочий орган, либо опосредствованно через вышележащий элемент грунта.

Расчетная схема допускает введение и других сил, например, сил трения торцов перемещаемого элемента о рабочее оборудование, сопротивлений сдвигу по боковым граням и других. Введение таких сил может быть оправдано лишь в тех случаях и для тех рабочих органов, где они оказывают существенное влияние на величину возникающих сопротивлений.

Величина силы $C_{ов}$ (см. рис. 1) зависит от физико-механических свойств грунта и размеров площадки сдвига. Неизвестные силы P и E можно найти из условий равновесия элемента ОБКД:

$$\begin{aligned} \Sigma X &= -R \sin(\alpha + \omega) - N \cos \alpha_1 - \\ &- C_{од} \cos \alpha + R_{од} \sin(\alpha - \rho_1) + \\ &+ C_{ов} \cos \psi + E \sin(\psi + \rho) = 0; \\ \Sigma Y &= -G + R \cos(\alpha + \omega) - N \sin \alpha_1 - \\ &- C_{од} \sin \alpha - R_{од} \cos(\alpha - \rho_1) - \\ &- C_{ов} \sin \psi + E \cos(\psi + \rho) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Из этих уравнений после преобразований получим

$$E = \frac{G \sin(\alpha + \omega) - C_{OB} \cos(\alpha + \omega + \psi) - C_{OD} \cos \omega + R_{OD} \sin(\omega - \rho_1) + N \cos(\alpha + \omega - \alpha_1)}{\sin(\alpha + \omega + \psi + \rho)}; \quad (4)$$

$$R = \frac{E \sin(\psi + \rho) + C_{OB} \cos \psi - C_{OD} \cos \alpha + R_{OD} \sin(\alpha - \rho_1) - N \cos \alpha_1}{\sin(\alpha + \omega)} = 0. \quad (5)$$

Вес выделенного элемента необходимо определять с учетом того, что площадь боковой поверхности обобщенного расчетного элемента S_{OBKD} будет равна

$$S_{OBKD} = l \cdot h_1 + \frac{h_1^2}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \psi)}, \quad (6)$$

где l – длина отрезка ВК (длина элемента, измеренная в плоскости ножа).

Полученное по формуле (4) значение силы E позволяет перейти к расчету приведенного давления на площадку сдвига и в дальнейшем к величине угла сдвига и параметрам, характеризующим процесс копания, по методике.

Существенное отличие приведенной обобщенной имитационной модели от существующих заключается в том, что впервые стало возможным оценить аналитическими методами влияние на процесс копания независимо друг от друга почти всех факторов. Эта оценка осуществляется опосредствованно, через изменение граничных условий на поверхностях рассматриваемого элемента ОБКД.

Для оценки значимости факторов поступим следующим образом. Выберем характерные режимы работы для средних грунтовых условий. Целесообразно выбрать режим работы, близкий к резанию грунта или к начальной стадии процесса копания, при которых величина угла сдвига будет максимальной, и режим работы, близкий к копанию грунта на заключительной стадии, при минимальном угле сдвига. Изменять режим работы возможно изменением силы N , имитирующей сопротивление

наполнению, либо изменением условной длины элемента ОБКД. Остальные силовые факторы, имитирующие внешнее воздействие, в исходном положении принимаются по значениям, характеризующим свойства грунта или процесса в естественном состоянии, без дополнительных воздействий. После этого становится возможным поочередно исследовать влияние того или иного фактора.

Проведем такие исследования для грунта II категории, наиболее характерного для работы землеройных машин, а именно:

- угол внутреннего трения $\rho = 28^\circ$;
- угол внешнего трения $\omega = 25^\circ$;
- удельное сцепление грунта $c = 4$ кПа;
- плотность грунта $\gamma = 1,6$ кг/дм³.

За исходную выберем модель плоского рабочего органа. Для определенности зададимся следующими размерами обобщенного элемента ОБКД:

- ширина $B = 1$ м;
- угол резания $\alpha = 25^\circ$ и $\alpha = 60^\circ$.

Выбор двух углов резания позволяет получить две группы значений исходных данных – без призмы волочения и с ней.

Для получения исходных данных в первом режиме (при низких нагрузках) сделаем вычисления при постоянной условной высоте обобщенного элемента, равной 0,1 м и толщине стружки 0,02 м. Результаты расчетов сведем в табл. 1.

Проанализируем влияние факторов в соответствии со схемой на рис. 1. Будем принимать во внимание основные факторы, характеризующие сопротивление грунта, – максимальное значение силы сопротивления резанию R_1^{\max}

и значение угла сдвига ψ .

Выбор угла сдвига в качестве основного фактора объясняется не только тем, что он определяет перемещаемый объем грунта, но и тем, что он вместе с

размерами рабочего органа полностью определяет геометрические размеры обобщенного элемента и перемещаемого потока грунта.

Табл. 1. Результаты расчета плоского рабочего органа при легком режиме работы

α , град	Результат расчетов			
	P_1^{\max} , кН	ψ , град	$R_{\text{од}}$, кН	p , кПа
25	0,182	37,5	–	–
60	0,428	24,4	0,05	0,14

Для определенности будем изменять силовые факторы на величину 0,1 кН, что составляет 55 % от значения силы P_1^{\max} при $\alpha = 25^\circ$ и 23,4 % при $\alpha = 60^\circ$.

Давление на поверхность массива изменяем при вычислениях на 7 кПа, что сопоставимо с давлением связности 7,32 кПа. Индексами 1 и 2 помечены разные режимы действия силовых факторов:

– для силы N : 1 – при внешнем воздействии; 2 – при воздействии со

стороны рабочего органа;

– для силы $R_{\text{од}}$: 1 – при воздействии, аналогичном действию призмы волочения; 2 – при воздействии, аналогичном действию элеватора;

– для давления p : 1 – при нормальном давлении; 2 – при давлении, аналогичном действию призмы волочения; 3 – при давлении, аналогичном действию движителя.

Результаты расчетов представлены в табл. 2.

Табл. 2. Влияние факторов при легком режиме работы

Показатель	Угол резания α , град	Изменяемые параметры						
		N (+0,1 кН)		$R_{\text{од}}$ (+0,1 кН)		p (+7 кПа)		
		Ре-жим 1	Ре-жим 2	Ре-жим 1	Ре-жим 2	Ре-жим 1	Ре-жим 2	Ре-жим 3
Изменение силы P_1^{\max} , %	25	103	152,5	146	97	104	99	106
Изменение угла сдвига ψ , %		81	81	83	101	158	139	162
Изменение силы P_1^{\max} , %	60	116	127,3	138	107	125	101	112
Изменение угла сдвига ψ , %		83	83	73	91,5	143	143	171

Рассмотрим влияние факторов во втором режиме работы при нагрузках, близких к предельным для данных условий.

Исходные данные получены при высоте обобщенного элемента, состав-

ляющей 0,845 м при $\alpha = 25^\circ$ и 0,442 м при угле резания $\alpha = 60^\circ$. Результаты расчетов представлены в табл. 3.

Будем изменять силовые факторы на 0,86 кН, что по-прежнему состав-

ляет 55 % от значения силы P_1^{\max} при $\alpha = 25^\circ$, но уже 37 % при угле резания $\alpha = 60^\circ$.

Результаты расчетов представлены в табл. 4.

Табл. 3. Результаты расчета плоского рабочего органа при тяжелом режиме работы

α , град	Результат расчетов			
	P_1^{\max} , кН	ψ , град	$R_{од}$, кН	p , кПа
25	1,57	7,5	–	–
60	2,33	8,25	0,967	3,43

Табл. 4. Влияние факторов при тяжелом режиме работы

Показатель	Угол резания α , град	Изменяемые параметры						
		N (+0,86 кН)		$R_{од}$ (+0,86 кН)		p (+7 кПа)		
		Режим 1	Режим 2	Режим 1	Режим 2	Режим 1	Режим 2	Режим 3
Изменение силы P_1^{\max} , %	25	143	192	180	93	53	56	52,8
Изменение угла сдвига ψ , %		52,5	52,5	57,5	105	345	250	365
Изменение силы P_1^{\max} , %	60	122	140	151	64	87,5	88	88
Изменение угла сдвига ψ , %		67	67	28	264	229	167	245

Варьирование параметров в приведенных примерах осуществлялось почти случайным образом, без каких-либо дополнительных условий и исследований. Поэтому к анализу результатов следует подходить как к пониманию того факта, что в данных условиях, при данном режиме работы они имеют место, но не гарантируют оптимального результата.

При этом следует иметь в виду, что результаты, приведенные в табл. 2 и 4, можно трактовать и в обратную сторону. Для этого значения, приведенные в табл. 2 и 4, принимаются за исходные, а изменение приведенных в них параметров осуществляется в сторону уменьшения. Тогда окончательные значения параметров, характеризующих процесс копания, будут представлены в табл. 1 и 3.

Хотя, как это отмечено выше, про-

веденные исследования не проводились с целью оптимизации параметров, но и они дают веские основания заключить, что, воздействуя определенным образом на исследуемый процесс, можно достичь значительного снижения сопротивления копанию.

Проведем анализ влияния одного из факторов, например, нормального давления p_{mo} при легком режиме работы и угле резания $\alpha = 25^\circ$. Выбор этого режима работы объясняется характером изменения параметров, приведенных в табл. 2. При изменении угла сдвига на 158 % сопротивление резанию P_1^{\max} изменяется всего на 104 %. Результаты дополнительных расчетов представлены в табл. 5 и на рис. 2.

Анализ результатов показывает, что минимальное значение $R_{01} = 0,177$ кН (97 % от исходного значения при $p = 0$) в данных условиях получено при

$p = 2$ кПа. При этом угол сдвига составляет $\psi = 45,4^\circ$ (121 % от исходного значения). Для сравнения проведем анали-

тические вычисления при тяжелом режиме работы. Результаты расчетов представлены в табл. 6 и на рис. 3.

Табл. 5. Расчет параметров при изменении нормального давления p для легкого режима работы

p , кПа	0	1	2	3	5	7
ψ , град	37,5	41,6	45,4	48,75	54,4	59,25
P_1^{\max} , кН	0,182	0,179	0,177	0,178	0,182	0,190

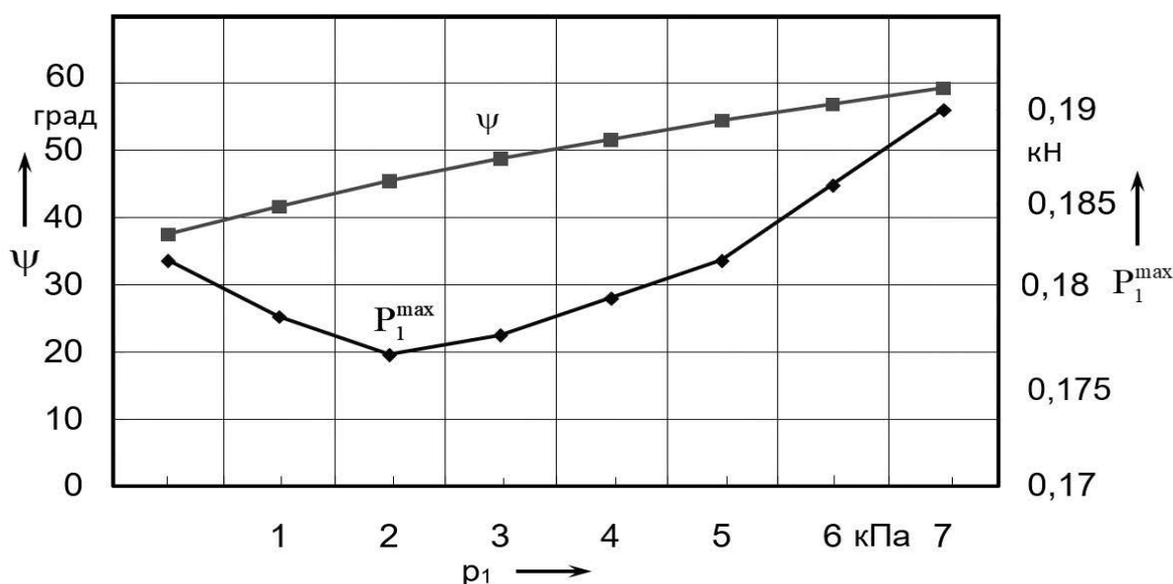


Рис. 2. Влияние нормального давления p на угол ψ и сопротивление копанью P_1^{\max}

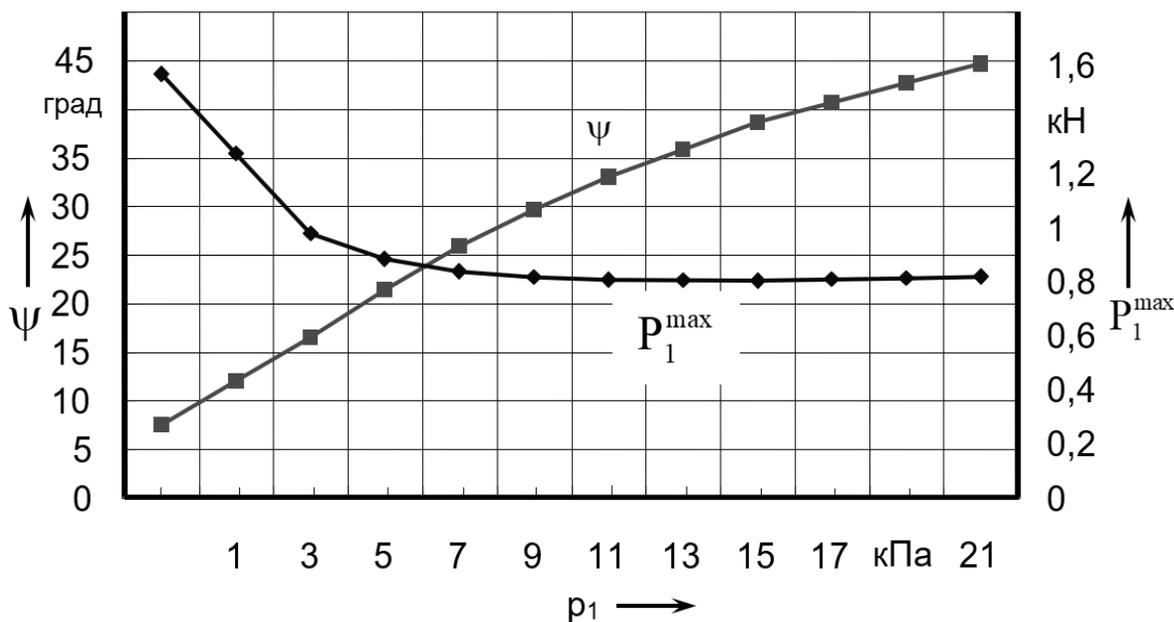
Табл. 6. Расчет параметров при изменении нормального давления p для тяжелого режима работы

p , кПа	0	3	5	7	9	11	15	20
ψ , град	7,5	16,5	21,38	25,88	29,63	33	38,63	44,68
P_1^{\max} , кН	1,57	0,98	0,885	0,839	0,818	0,808	0,806	0,819

Анализ этого графика позволяет сделать вывод, что увеличение давления до 15 кПа приводит к дальнейшему снижению сопротивления копанью до 51,5 % от исходного значения. Но одновременно можно отметить, что

при $p = 5$ кПа (в 3 раза меньше предыдущего) сопротивление составляет всего 56 % от исходного значения.

Возможности разработанных принципов моделирования можно оценить на конкретных примерах.

Рис. 3. Влияние нормального давления p на угол ψ и сопротивление копанию P_1^{\max}

Рассмотрим такой общеизвестный тип рабочего органа, как скрепер со шнековой загрузкой. До настоящего времени параметры шнека, и прежде всего его диаметр, выбирались на основе экспериментальных наблюдений за наполнением ковша скрепера традиционной конструкции. Известно, что по мере наполнения ковша скрепера угол сдвига ψ уменьшается, а толщина потока грунта, входящего в ковш, увеличивается. Исходя из максимальных размеров толщины потока грунта на заключительной стадии копания подбирается диаметр шнека.

Установка шнека снижает сопротивление наполнению, имитируемое силой N на обобщенной схеме, изображенной на рис. 1. Величину снижения силы N можно подсчитать с помощью известных методов, описывающих работу шнека. Далее методика расчета заключается в следующем. Рассматривается копание грунта скрепером типовой конструкции на заключительной стадии и определяются необходимые граничные условия для обобщенного нижнего элемента, включая и силу N . После это-

го подбираются ориентировочные параметры шнека и оценивается величина снижения сопротивления наполнению. Затем осуществляются расчеты при новых граничных условиях (уменьшенном значении силы N). После этого оценивается толщина потока грунта при установке шнека, которая изменится в меньшую сторону, и выбирается диаметр последнего.

Такой метод обеспечивает оптимизацию диаметра шнека в сторону уменьшения его диаметра, за счет чего снижаются затраты мощности на его привод. Эта работа осуществляется без дополнительных экспериментальных исследований.

Рассмотрим другой пример – подачу воздуха на поверхность рабочего органа. Для этого случая экспериментальные исследования сводятся к получению зависимости между коэффициентом внешнего трения и давлением грунта при определенных параметрах воздушного потока. Далее используется методика расчета параметров копания грунта при новых значениях угла внешнего трения. Преимущества такого под-

хода – количественно оцениваются необходимые показатели без изготовления и исследования экспериментальных образцов машин. Экспериментальные исследования зависимости коэффициента внешнего трения от параметров воздушного потока и давления грунта выполнимы в лабораторных условиях при наличии простейшего оборудования.

Обратимся к одному из известных типов заслонки скрепера – горизонтальной заслонке, в которой находится и транспортируется призма волочения. Оценка по приведенной методике позволяет заключить, что такой тип заслонки отрицательно влияет на процесс копания, поэтому такая заслонка требует дальнейшего усовершенствования.

Направление усовершенствования можно получить и на основании анализа результатов расчетов.

Заключение

Таким образом, обобщенная имитационная модель позволяет оценить и исследовать влияние факторов, входящих в нее, на процесс копания. Оценка дается количественно, что до настоящего времени было невозможным. Полу-

ченные результаты показывают, что даже при простом, почти ничем не обоснованном переборе факторов можно найти режимы работы, в значительной степени снижающие энергоемкость процесса копания.

Решение проблем оптимизации параметров рабочего оборудования землеройных машин осуществляется на основе привлечения новых наукоемких технологий и инновационных решений, затрагивающих сферы проектирования, изготовления и эксплуатации этих машин. В настоящее время на первый план выдвигается создание методов расчета, наиболее полно и адекватно учитывающих особенности исследуемых процессов, позволяющих оценивать как основные, так и второстепенные параметры, доступные инструментальному замеру. Это даст возможность более обоснованно судить о степени их адекватности реальным процессам, откроет дорогу широкому использованию автоматизированного проектирования, позволит более полно реализовывать творческий потенциал конструкторских отделов, занимающихся проектированием землеройной техники.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ 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. Взаимодействие рабочего оборудования и гусеничных траков землеройных машин с грунтом: монография / Е. И. Берестов [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 184 с: ил.

Статья сдана в редакцию 15 октября 2021 года

Алла Петровна Смоляр, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: gabriel2111@rambler.ru.

Alla Petrovna Smoliar, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarussian-Russian University.
E-mail: gabriel2111@rambler.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_76

УДК 629.3

В. П. Тарасик

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

V. P. Tarasik

TECHNIQUE FOR VEHICLE EMERGENCY BRAKING SIMULATION

Аннотация

Предложена методика моделирования экстренного торможения автомобиля. Разработаны математические модели процесса движения автомобиля при торможении и режимов функционирования элементов тормозной системы. Приведены графики результатов моделирования. Отражена эффективность использования антиблокировочной системы (АБС).

Ключевые слова:

тормозная система автомобиля, тормозные моменты передних и задних колес, коэффициент распределения тормозных моментов, тормозной путь и замедление при торможении, коэффициент сцепления, скольжение колеса, блокировка колеса тормозом, антиблокировочная система управления тормозными моментами.

Для цитирования:

Тарасик, В. П. Методика моделирования экстренного торможения автомобиля / В. П. Тарасик // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 76–87.

Abstract

A technique for modeling vehicles' emergency braking is proposed. Mathematical models of the process of vehicle movement during braking have been developed, as well as modes of functioning of the brake system elements. The graphs of the simulation results are presented. The effectiveness of the anti-lock braking system (ABS) application is shown.

Keywords:

vehicle braking system, braking torques of front and rear wheels, brake torque distribution coefficient, braking distance and deceleration during braking, adhesion coefficient, wheel slip, wheel locking by braking, torque control in antilock braking systems.

For citation:

Tarasik, V. P. Technique for vehicle emergency braking simulation / V. P. Tarasik // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 76–87.

Способность интенсивного снижения скорости в случае аварийной ситуации с целью предотвращения дорожно-транспортного происшествия (ДТП) – одно из важнейших эксплуатационных свойств автомобиля.

Экстренное торможение автомобиля осуществляется посредством рабочей тормозной системы. В качестве по-

казателей оценки тормозных свойств автомобиля используют тормозной путь s_{τ} , м, и замедление при торможении a_{τ} , м/с². Нормативы значений этих показателей регламентированы ГОСТ 22895–77. Их определение предусмотрено посредством проведения трех типов дорожных испытаний:

«ноль», I и II [1, 2].

При создании нового автомобиля необходимо иметь возможность прогнозирования показателей его тормозных свойств. Это осуществимо на основе соответствующей методики. Цель исследования – разработка методики математического моделирования режима экстренного торможения автомобиля.

Модель автомобиля представим в виде сложной многомерной динамической системы, состоящей из взаимодействующих компонентов и находящейся под воздействием внешней среды. Предположим, что движение автомобиля происходит в продольной плоскости по горизонтальной абсолютно ровной и гладкой поверхности дороги. В этих условиях система имеет четыре степени свободы. Соответственно этому выделим следующие компоненты системы: поступательно движущуюся полную массу автомобиля m_a ; подрессоренную массу кузова m_{Π} , совершающую угловые колебания в продольной плоскости благодаря упругим свойствам подвески; передние и задние колеса в их вращательном движении относительно поперечных осей, закрепленных на корпусе автомобиля. Каждый из этих компонентов имеет одну степень свободы (соответствует методу сосредоточенных масс).

Основой построения математической модели многокомпонентной динамической системы является третий закон Ньютона, позволяющий учесть взаимодействия компонентов системы. При этом действие и противодействие каждой пары компонентов не компенсируют друг друга в составе системы. В результате каждый компонент системы находится одновременно под воздействием внешней среды и реакций взаимодействующих с ним других компонентов [4].

Динамическую модель автомобиля представим в виде четырех фрагментов, отображенных на рис. 1, а–г.

На поступательно движущуюся массу автомобиля (см. рис. 1, а) оказывают воздействия усилия \vec{F}_{f1} , \vec{F}_{f2} , $\vec{F}_{\tau1}$, $\vec{F}_{\tau2}$, сила сопротивления воздуха \vec{F}_w и сила инерции \vec{F}_{ja} . Усилия \vec{F}_{f1} , \vec{F}_{f2} обусловлены сопротивлением качению колес, а усилия $\vec{F}_{\tau1}$, $\vec{F}_{\tau2}$ – воздействием тормозных механизмов. Сопротивление качению формируется во взаимодействии колес с опорной поверхностью дороги и характеризуется величинами моментов сопротивления качению M_{f1} , M_{f2} , воздействующих на колеса (см. рис. 1, в и г). Для отображения их влияния на движение корпуса автомобиля представим каждый из этих моментов в виде пары сил: момент M_{f1} образует пара сил \vec{F}_{f1} , $\vec{F}_{оп1}$, а момент M_{f2} – пара сил \vec{F}_{f2} , $\vec{F}_{оп2}$. Плечом каждой из этих пар является радиус качения колеса $r_{к0}$. Усилия \vec{F}_{f1} и \vec{F}_{f2} приложены соответственно к осям передних и задних колес (см. рис. 1, а), а $\vec{F}_{оп1}$ и $\vec{F}_{оп2}$ представляют собой усилия отталкивания колес от дороги на площадках контакта их с поверхностью дороги. На рис. 1, а усилия $\vec{F}_{оп1}$ и $\vec{F}_{оп2}$ не отображены, т. к. они приложены к неподвижным точкам контакта колес с дорогой, следовательно, работы на конечном перемещении автомобиля они не выполняют и непосредственного влияния на процесс движения автомобиля не оказывают. Аналогично отображается влияние тормозных моментов $M_{\tau1}$, $M_{\tau2}$ передних и задних тормозов на поступательное движение автомобиля в виде усилий $\vec{F}_{\tau1}$ и $\vec{F}_{\tau2}$ (см. рис. 1, а), которые принято называть тормозными силами [1–3].

Угловые колебания кузова (рис. 1, б) совершаются под воздействием реак-

тивных тормозных моментов $\vec{M}_{\tau 1}$, $\vec{M}_{\tau 2}$ и моментов суммарных усилий упругих и диссипативных элементов подвески передних и задних колес $\Delta\vec{F}_{z1}$ и $\Delta\vec{F}_{z2}$

относительно центра масс кузова C . Действует также инерционный момент кузова \vec{M}_{jy} .

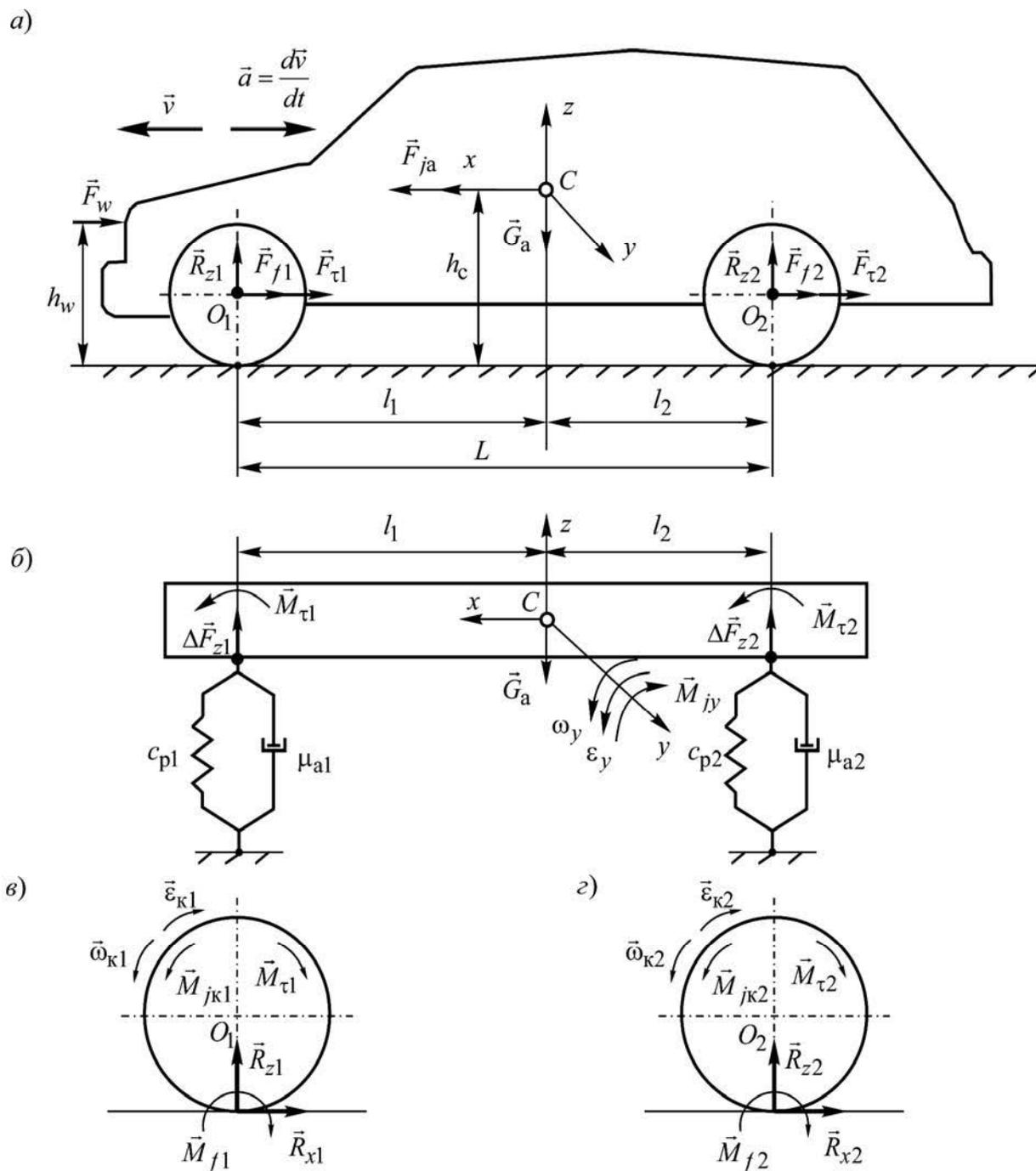


Рис. 1. Динамические модели автомобиля: а – поступательного движения корпуса; б – продольных угловых колебаний кузова; в, г – вращательных движений передних и задних колес

Вращательные движения колес (рис. 1, в, з) определяются моментами \vec{M}_{f1} , \vec{M}_{f2} , $\vec{M}_{\tau1}$, $\vec{M}_{\tau2}$, инерционными моментами колес \vec{M}_{jk1} , \vec{M}_{jk2} и продольными реакциями дороги \vec{R}_{x1} и \vec{R}_{x2} . Эти реакции представляют собой силы трения, обусловленные упругим и

внешним скольжением шин относительно опорной поверхности дороги.

С учетом изложенных особенностей динамических моделей составим систему дифференциальных уравнений движения автомобиля на тормозном режиме:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= -\frac{(M_{\tau1} + M_{\tau2} + M_{f1} + M_{f2})/r_{k0} + F_w}{\delta_{п.м}m_a}; \\ \frac{d\omega_y}{dt} &= \frac{-(\Delta F_{z1}l_1 + \Delta F_{z2}l_2) + M_{\tau1} + M_{\tau2}}{J_y}; \\ \frac{d\omega_{k1}}{dt} &= \frac{R_{x1}r_{k0} - M_{\tau1} - M_{f1}}{J_{k1}}; \\ \frac{d\omega_{k2}}{dt} &= \frac{R_{x2}r_{k0} - M_{\tau2} - M_{f2}}{J_{k2}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где v – скорость автомобиля, м/с; ω_y – угловая скорость поворота кузова, рад/с; ω_{k1} , ω_{k2} – угловые скорости вращения соответственно передних и задних колес, рад/с; r_{k0} – радиус качения колеса, м; m_a – масса автомобиля, кг; $\delta_{п.м}$ – коэффициент приведенной массы [2]; l_1 , l_2 – продольные координаты осей вращения колес относительно центра масс C кузова, м; J_y – момент инерции кузова относительно оси y , кг·м²; J_{k1} , J_{k2} – моменты инерции соответственно передних и задних колес относительно осей вращения, кг·м².

Сила сопротивления воздуха

$$F_w = k_w A_{л} v^2, \quad (2)$$

где k_w – коэффициент сопротивления воздуха, Н·с²/м⁴; $A_{л}$ – лобовая площадь автомобиля, м²; v – скорость автомобиля, м/с.

Момент инерции J_y определим исходя из предположения, что радиус инер-

ции кузова ρ_y соответствует условию

$$\rho_y^2 = l_1 l_2. \quad (3)$$

Условие (3) выполняется для большинства современных автомобилей с погрешностью, не превышающей 10 % [3]. Тогда момент инерции J_y определим по формуле

$$J_y = \rho_y^2 m_{п}, \quad (4)$$

где $m_{п}$ – масса кузова (подрессоренная масса), кг.

Моменты сопротивления качению колес

$$M_{f1} = f_0 R_{z1} r_{k0}; \quad (5)$$

$$M_{f2} = f_0 R_{z2} r_{k0}, \quad (6)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению колес; R_{z1} , R_{z2} – нормальные реакции дороги соответственно на пе-

редние и задние колеса, Н.

Изменения суммарных усилий упругих и диссипативных элементов подвески передних и задних колес $\Delta \vec{F}_{z1}$ и $\Delta \vec{F}_{z2}$ при угловых колебаниях кузова относительно его исходного статического состояния при неподвижном автомобиле вычисляются по следующим формулам:

$$\Delta F_{z1} = c_{p1} \varphi_y l_1 + \mu_{p1} \omega_y l_1; \quad (7)$$

$$\Delta F_{z2} = c_{p2} \varphi_y l_2 + \mu_{p2} \omega_y l_2, \quad (8)$$

где c_{p1} , c_{p2} – коэффициенты жесткости рессор соответственно переднего и заднего мостов автомобиля, Н/м; μ_{p1} , μ_{p2} – коэффициенты сопротивления амортизаторов, Н·с/м; ω_y , φ_y – угловая скорость и угол поворота кузова относительно оси y (рад/с и рад соответственно).

Нормальные реакции дороги

$$R_{z1} = (m_{п1} + m_{н1})g + \Delta F_{z1}; \quad (9)$$

$$R_{z2} = (m_{п2} + m_{н2})g + \Delta F_{z2}, \quad (10)$$

где $m_{п1}$, $m_{п2}$, $m_{н1}$, $m_{н2}$ – части поддрессоренной и неподдрессоренной масс, нагружающих соответственно передние и задние колеса, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

На режиме экстренного торможения происходит упругое и внешнее скольжение тормозящих колес относительно опорной поверхности дороги. Коэффициент сцепления колес с дорогой при этом изменяется в широких пределах и зависит от величины их скольжения. Это явление изучают экспериментально. При этом получают графики зависимостей удельной продольной реакции дороги на колесо γ_{Rx} в зависимости от величины скольжения λ_{τ} . Скольжение i -го колеса $\lambda_{\tau i}$

определяется по формуле

$$\lambda_{\tau i} = 1 - \frac{\omega_{ki} r_{k0i}}{v}, \quad (11)$$

где ω_{ki} и r_{k0i} – угловая скорость вращения и радиус качения i -го колеса соответственно; v – скорость автомобиля, м/с.

Удельная продольная реакция дороги на колесо представляет собой соотношение

$$\gamma_{Rx} = \frac{R_x}{R_z}, \quad (12)$$

где R_x – продольная реакция скользящего колеса при торможении, Н; R_z – нормальная реакция, Н.

Известны зависимости $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$, полученные В. В. Лариным [1] и М. Буркхардтом (M. Burckhardt) [5] на основе экспериментальных исследований процессов скольжения колес в различных дорожных условиях. На рис. 2 приведены графики характеристик $\gamma_{Rx} = f(\lambda_{\tau})$ Буркхардта на сухом 1 и мокром 2 асфальте. Их математическое представление дается эмпирической формулой [5]

$$\gamma_{Rx} = c_1(1 - e^{-c_2 \lambda_{\tau}}) - c_3 \lambda_{\tau}, \quad (13)$$

где c_1 , c_2 , c_3 – коэффициенты.

Для сухого асфальта $c_1 = 1,2801$; $c_2 = 23,990$; $c_3 = 0,520$; для мокрого – $c_1 = 0,857$; $c_2 = 33,822$; $c_3 = 0,347$.

Использование выражения (13) позволяет вычислять изменение продольной реакции дороги на скользящие колеса:

$$R_x = \gamma_{Rx} R_z. \quad (14)$$

Опишем характеристики изменения тормозных моментов $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$. При резком нажатии на педаль тормоза в

процессе экстренного торможения моменты $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$ в течение некоторого

времени t_H нарастают от нуля до максимальных значений $M_{\tau 1 \max}$ и $M_{\tau 2 \max}$.

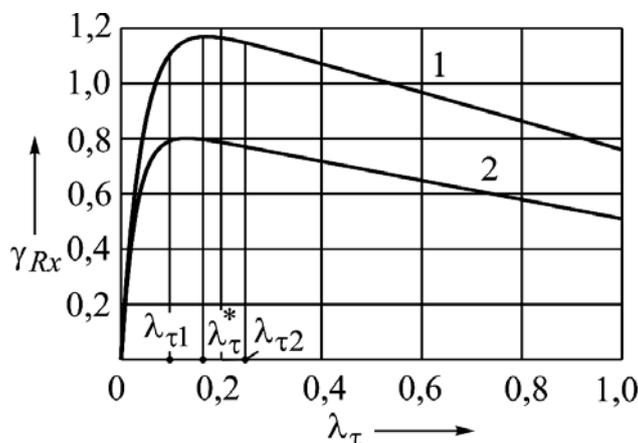


Рис. 2. Зависимость удельной продольной реакции дороги на колесо γ_{Rx} от величины его скольжения λ_{τ}

Время нарастания тормозных моментов t_H не должно превышать 0,4 с. Предполагается линейная зависимость их значений от времени. Примем следующее выражение для описания характеристики нарастания момента передних тормозов во времени t :

$$M_{\tau 1} = \begin{cases} M_{\tau 1 \max} t / t_H & \text{при } t < t_H; \\ M_{\tau 1 \max} & \text{при } t \geq t_H. \end{cases} \quad (15)$$

Тормозной момент задних тормозов

$$M_{\tau 2} = M_{\tau 1} (1 - \beta_{\tau}) / \beta_{\tau}, \quad (16)$$

где β_{τ} – коэффициент распределения тормозных моментов,

$$\beta_{\tau} = \frac{M_{\tau 1 \max}}{M_{\tau 1 \max} + M_{\tau 2 \max}}. \quad (17)$$

Максимальные моменты передних и задних тормозных механизмов $M_{\tau 1 \max}$ и $M_{\tau 2 \max}$ вычисляются по формулам:

$$M_{\tau 1 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_2 + h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L; \quad (18)$$

$$M_{\tau 2 \max} = (m_a g \varphi_{x \max} (l_1 - h_c \varphi_{x \max}) r_{k0}) / L, \quad (19)$$

где $\varphi_{x \max}$ – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью дороги; h_c – высота центра масс автомобиля, м; L – колесная база автомобиля, м.

После достижения передними тормозами максимального значения момента $M_{\tau 1 \max}$ передние колеса, как правило, блокируются и начинают перемещаться юзом, что приводит к потере управляемости движения автомобиля и к заносу переднего моста. На скользкой дороге может наступить блокировка всех колес автомобиля. Для исключения блокирования колес используется антиблокировочная система тормозов (АБС).

Рассмотрим алгоритм управления тормозными моментами посредством АБС. Введем индикатор состояния АБС I_{abs} : если АБС не включена (не осуществляет на данном интервале времени

ограничений тормозных моментов), примем $I_{abs} = 0$, а если управляет величинами моментов, то $I_{abs} = 1$. АБС реагирует на величину скольжения колес λ_τ , значение которой постоянно вычисляется электронным блоком АБС на основе формулы (11). Для эффективного управления торможением значение λ_τ должно поддерживаться в пределах $\lambda_{\tau 1} < \lambda_\tau < \lambda_{\tau 2}$ (см. рис. 2). При $\lambda_\tau \geq \lambda_{\tau 2}$ модулятор АБС понижает давление привода тормозных механизмов и их тормозные моменты соответственно снижаются. Если скольжение $\lambda_\tau \leq \lambda_{\tau 1}$, давление повышается и восстанавливаются высокие расчетные значения тормозных моментов. При λ_τ^* обеспечиваются наилучшие условия сцепления колеса с опорной поверхностью и достигается максимальный коэффициент сцепления.

Применение предлагаемой методики рассмотрим на примере моделирования экстренного торможения легкового автомобиля со следующим комплексом параметров: полная масса $m_a = 1578$ кг; подрессоренная масса кузова $m_{\Pi} = 1500$ кг; непрорессоренные массы переднего и заднего мостов соответственно $m_{H1} = 30$ и $m_{H2} = 48$ кг; коэффициент приведенной массы

$\delta_{п.м} = 1,05$; координаты центра масс автомобиля $l_1 = 1,16$; $l_2 = 1,33$; $h_c = 0,5$ м; колесная база $L = 2,49$ м; радиус качения колес $r_{к0} = 0,264$ м; время нарастания тормозных моментов $t_H = 0,4$ с; коэффициенты жесткости рессор соответственно переднего и заднего мостов $c_{p1} = 33000$, $c_{p2} = 38000$ Н/м; коэффициенты сопротивлений амортизаторов $\mu_{p1} = 780$, $\mu_{p2} = 940$ Н·с/м; коэффициент сопротивления качению колес $f_0 = 0,01$; коэффициент сопротивления воздуха $k_w = 0,25$ Н·с²/м⁴; лобовая площадь автомобиля $A_{\Pi} = 1,908$ м²; начальная скорость автомобиля $v_0 = 80$ км/ч. Примем максимальный коэффициент сцепления на сухом асфальте $\varphi_{x \max} = 0,96$, на мокром $\varphi_{x \max} = 0,7$.

Приведем графики полученных результатов моделирования.

На рис. 3 показаны графики изменения скорости v и перемещения s при экстренном торможении на сухом (1) и мокром (2) асфальте. Тормозной путь s_τ в первом случае составил 31,34 м, во втором – 41,30 м, а максимальные замедления соответственно 9,17 и 6,74 м/с².

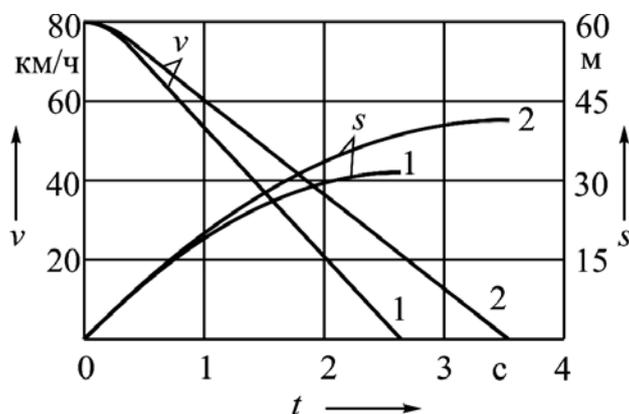


Рис. 3. Изменения скорости v и перемещения s автомобиля при экстренном торможении

В связи с наличием упругих элементов подвески включение тормозных механизмов вызывает возникновение продольных угловых колебаний кузова. Изменения углов поворота кузова φ_y изображены на рис. 4. В результате происходят соответствующие колебания нормальных реакций дороги на перед-

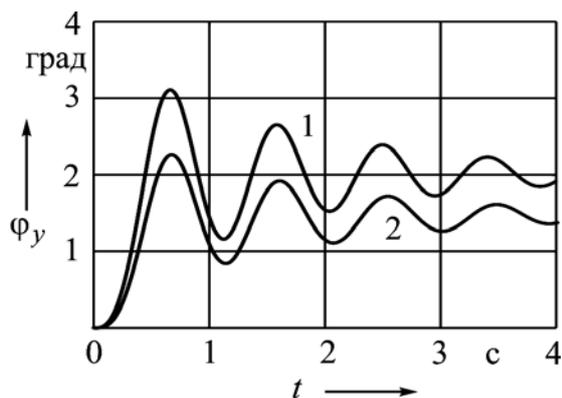


Рис. 4. Изменение угла поворота кузова при продольных его колебаниях

Для исключения возможности блокирования колес при моделировании процесса торможения осуществлялось управление тормозными моментами посредством имитации работы АБС, что позволяло поддерживать величину скольжения колес в пределах

ние R_{z1} и задние R_{z2} колеса (рис. 5). Графики, относящиеся к передним колесам, на рис. 5 и на всех последующих рисунках изображены сплошными линиями, а относящиеся к задним колесам – штриховыми; полученные для сухого асфальта отмечены цифрой «1», для мокрого асфальта – цифрой «2».

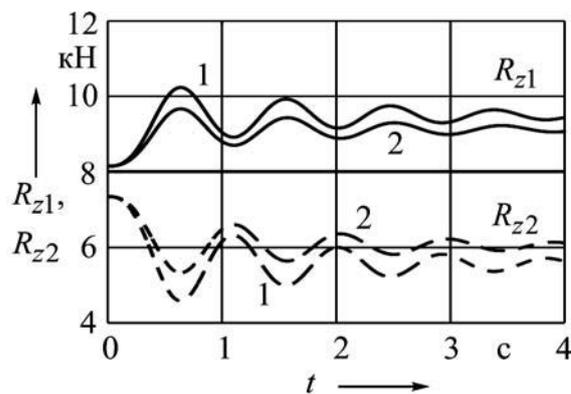


Рис. 5. Изменения нормальных реакций дороги на передние и задние колеса автомобиля

$\lambda_{\tau 1} < \lambda_{\tau} < \lambda_{\tau 2}$ (см. рис. 2). Графики изменения скольжения колес автомобиля на сухом асфальте представлены на рис. 6, а, на мокром асфальте – на рис. 6, б.

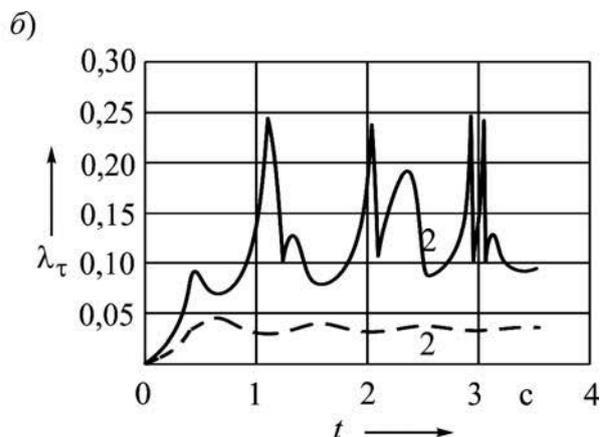
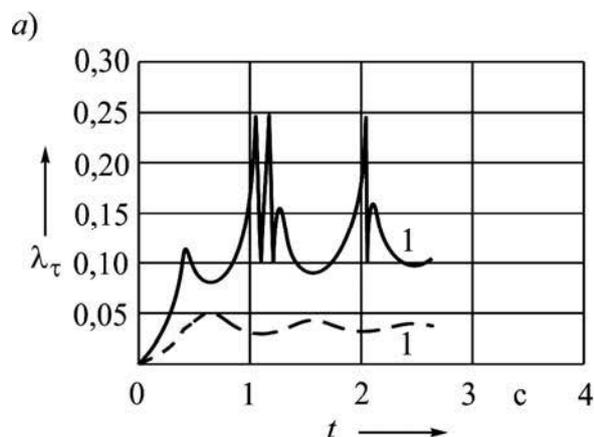


Рис. 6. Изменения скольжения колес автомобиля λ_{τ} при экстренном торможении: а – на сухом асфальте; б – на мокром асфальте

Скольжение задних колес не превышало величины $\lambda_{\tau} = 0,1$ (т. е. 10 %), поэтому регулирования тормозных моментов этих колес не требовалось. Скольжение передних колес систематически с определенным временным интервалом устремлялось к превышению

предельного значения $\lambda_{\tau} = 0,25$, принятого в исследуемой модели. Поэтому для предотвращения блокировки передних колес включалась функция снижения тормозного момента $M_{\tau 1}$, как показано на рис. 7.

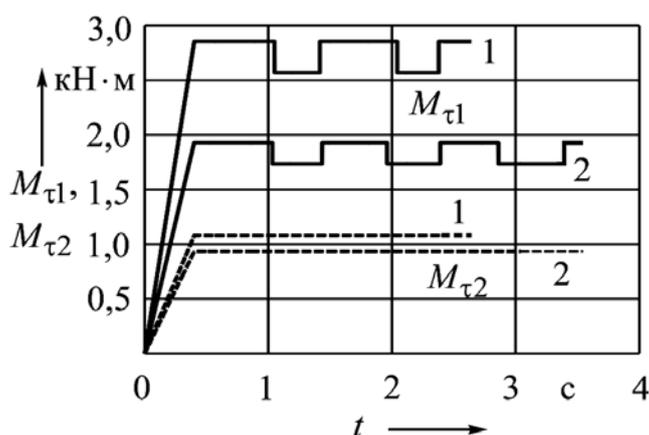


Рис. 7. Графики управления тормозными моментами передних $M_{\tau 1}$ и задних $M_{\tau 2}$ колес: 1 – на сухом асфальте; 2 – на мокром асфальте

На рис. 8, а и б представлены графики изменения угловых скоростей вращения $\omega_{к1}$ и $\omega_{к2}$ соответственно передних и задних колес при экстренном торможении. Поскольку передние колеса подвергаются воздействию переменных тормозных моментов $M_{\tau 1}$, изменение их угловой скорости $\omega_{к1}$ но-

сит сложный неравномерный характер, что в результате предотвращает возможность их блокировки. Снижение же скорости вращения задних колес (штриховые линии) происходит плавно, без необходимости управления их тормозными моментами.

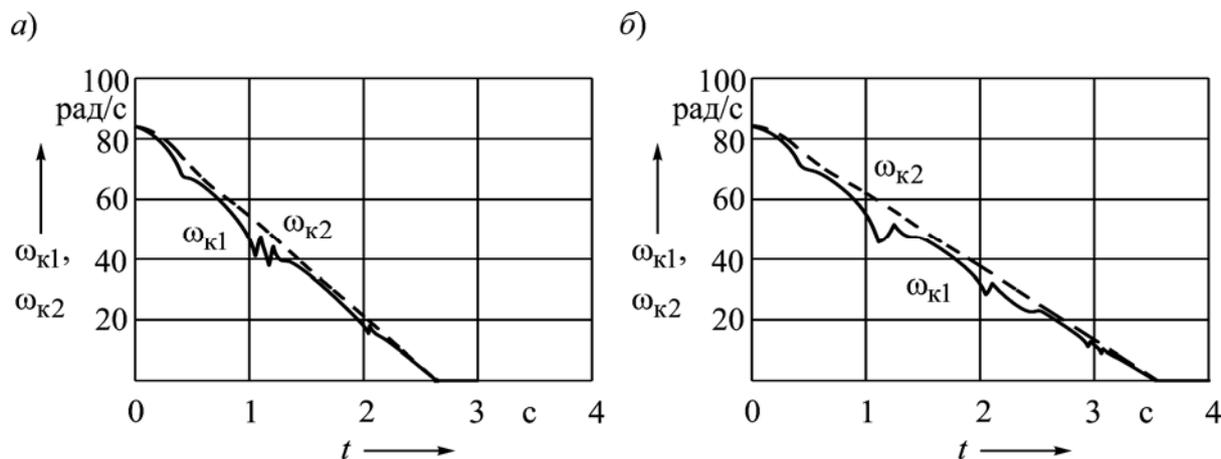


Рис. 8. Графики угловых скоростей вращения передних и задних колес при экстренном торможении автомобиля: а – на сухом асфальте; б – на мокром асфальте

На рис. 9, а изображены графики изменения продольных реакций дороги на передние R_{x1} и задние R_{x2} колеса, а на рис. 9, б – графики удельных продольных реакций γ_{Rx1} и γ_{Rx2} , вычисляемых по формуле (12). Максимальное значение $\gamma_{Rx\max}$ называют максимальным коэффициентом сцепления $\varphi_{x\max} = \gamma_{Rx\max}$ [1, 2]. Его значение достигается при определенной величине скольжения колеса λ_{τ}^* (см. рис. 2). Поэтому алгоритм функционирования АБС настраивают на поддержание скольжения в некоторых узких пределах $\lambda_{\tau 1} < \lambda_{\tau} < \lambda_{\tau 2}$. Как видно из пред-

ставленных графиков, значение γ_{Rx1} почти постоянно поддерживается на высоком уровне, близком к $\gamma_{Rx1\max}$. Следовательно, передние колеса в данном случае реализуют максимальный коэффициент сцепления $\varphi_{x\max}$. Вместе с тем максимальный коэффициент сцепления задних колес существенно ниже, чем передних, хотя все колеса автомобиля находятся в одинаковых дорожных условиях.

На рис. 10 представлены графики угловых замедлений колес при экстренном торможении автомобиля на мокром асфальте.

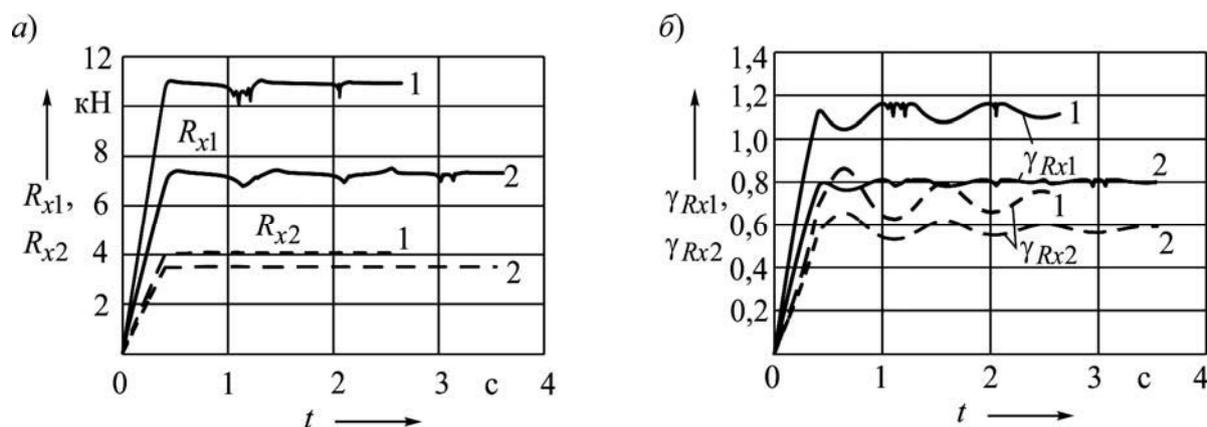


Рис. 9. Графики изменения продольных (а) и удельных продольных реакций дороги (б) на передние и задние колеса на сухом (1) и на мокром (2) асфальте

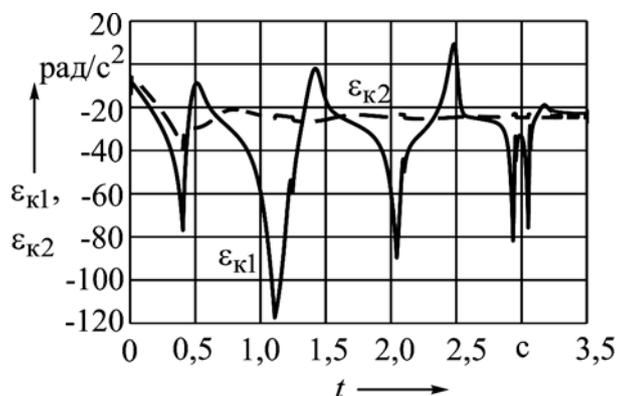


Рис. 10. Графики угловых замедлений колес

При управлении процессом торможения без использования АБС получаем совершенно иные результаты. На рис. 11, *а* представлены графики угловых скоростей вращения передних и задних колес $\omega_{к1}$ и $\omega_{к2}$, на рис. 11, *б* – графики удельных продольных реакций γ_{Rx1} и γ_{Rx2} , а на рис. 11, *в* – скольжения колес $\lambda_{\tau1}$ и $\lambda_{\tau2}$ при экстренном

торможении на сухом и мокром асфальте. Из этих графиков следует, что скорость вращения передних колес очень быстро падает и они блокируются тормозами. В результате автомобиль теряет управляемость и сопротивляемость заносу. Однако тормозной путь s_{τ} получается почти такой же, как и при использовании АБС.

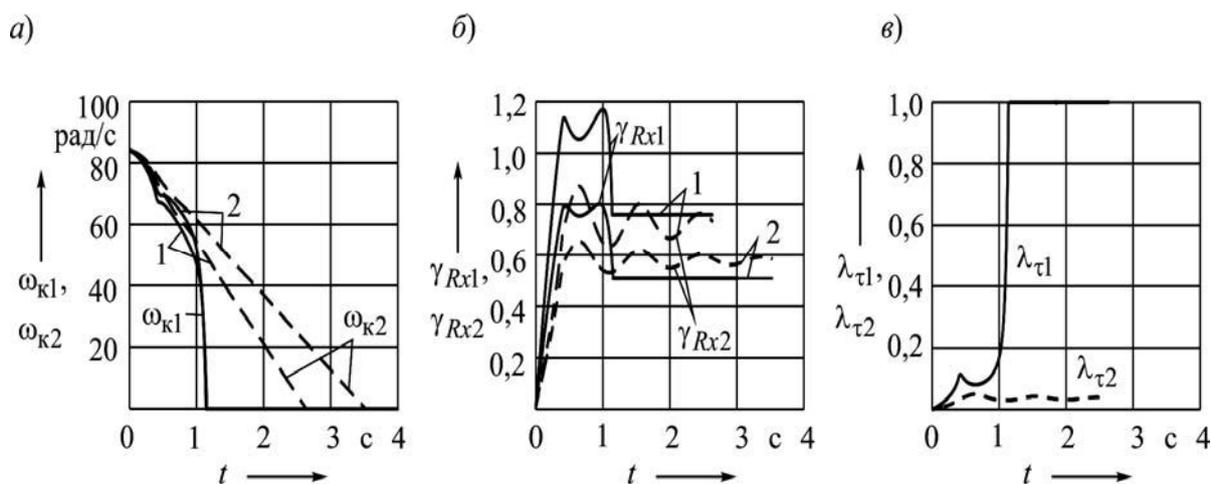


Рис. 11. Скорости вращения колес (*а*), удельные продольные реакции дороги (*б*) и скольжения колес (*в*) при торможении без использования АБС

Предлагаемая методика моделирования экстренного торможения автомобиля позволяет получить графики тормозного пути и скорости, определить показатели эффективности работы тормозной системы – тормозной путь s_{τ} и максимальное замедление a_{τ} , получить необходимые графики изменения основных параметров и характеристик во времени при осуществлении торможения, оценить эффективность использования АБС.

На основе результатов моделирования можно осуществлять определение и выбор основных параметров тормозной системы автомобиля: расчетных тормозных моментов передних и задних тормозов, коэффициента распределения тормозных моментов, величины уровней варьирования тормозных моментов в процессе функционирования АБС, а также исследовать влияние параметров дорожных условий на показатели эффективности тормозной системы.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ларин, В. В.** Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В. В. Ларин. – Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.
2. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2021. – 570 с.

3. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.

4. **Яблонский, А. А.** Курс теоретической механики: в 2 ч. Ч. II: Динамика: учебник для вузов / А. А. Яблонский. – Москва: Высшая школа, 1971. – 488 с.

5. **Kiencke, U.** Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle / U. Kiencke, L. Nielsen. – Berlin: Springer, 2005. – 512 p.

Статья сдана в редакцию 14 октября 2021 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-222-25-36-45. E-mail: avtobru@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_88

УДК 621.791.763.2

С. М. Фурманов, Д. И. Якубович, Д. Н. Юманов, Л. С. Малашенко, И. А. Наумовец

О ВЛИЯНИИ ЭНЕРГИИ ТЕПЛОВЛОЖЕНИЯ НА ШИРИНУ ЛИНИИ СПЛАВЛЕНИЯ Т-ОБРАЗНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКЕ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

S. M. Furmanov, D. I. Yakubovich, D. N. Yumanov, L. S. Malashenko, I. A. Naymovets

ON THE EFFECT OF HEAT INPUT ENERGY ON THE WIDTH OF FUSION LINE IN T-JOINTS MADE WITH PROGRAM-CONTROLLED PROJECTION WELDING

Аннотация

Определены зависимости ширины линии сплавления, перемещения подвижного электрода и энергии тепловложения в зависимости от времени протекания сварочного тока. Проведены металлографические исследования, выявившие ферритно-перлитную структуру сварной точки с неравномерностью распределения феррита и перлита по сечению сварной точки. Отличие фазового состава подтверждено изменением микротвердости по сечению сварной точки. Выявлен оптимальный термомеханический цикл рельефной сварки Т-образных соединений с программным управлением мощностью тепловложения с точки зрения ширины линии сплавления, геометрических размеров сварного соединения в целом и среднего усилия при испытании на отрыв.

Ключевые слова:

контактная рельефная сварка, программное управление мощностью тепловложения, перемещение подвижного электрода, стабильность прочностных характеристик соединений, металлографические исследования, линия сплавления.

Для цитирования:

О влиянии энергии тепловложения на ширину линии сплавления Т-образных соединений при рельефной сварке с программным управлением / С. М. Фурманов, Д. И. Якубович, Д. Н. Юманов, Л. С. Малашенко, И. А. Наумовец // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 88–95.

Abstract

The relationships between the width of the fusion line, movable electrode displacement and heat input energy depending on the time of the welding current flow have been determined. Metallographic studies have been carried out, which revealed the ferrite-pearlite structure of a welded spot with uneven distribution of ferrite and pearlite over its cross-section. The difference in the phase composition is confirmed by a change in the microhardness over the cross-section of the welded spot. The optimal thermal deformation cycle has been found for the projection welding of T-joints with program-controlled heat input power, in respect to the width of the fusion line, the geometric dimensions of the welded joint as a whole and the average force exerted during the tear test.

Keywords:

resistance projection welding, programmed control of heat input power, movable electrode travel, stability of strength characteristics of joints, metallographic studies, fusion line.

For citation:

On the effect of heat input energy on the width of fusion line in T-joints made with program-controlled projection welding / S. M. Furmanov, D. I. Yakubovich, D. N. Yumanov, L. S. Malashenko, I. A. Naymovets // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 88–95.

Основной задачей применения контактной рельефной сварки (КРС) на предприятиях машиностроения Республики Беларусь является обеспечение стабильно высоких прочностных характеристик сварных соединений с различными видами и формами рельефов при высоком уровне ресурсо- и энергосбережения по сравнению с механизированной сваркой в среде защитных газов.

Применение компьютерных систем программного управления (СПУ) процессом КРС позволяет изменять мощность тепловложения в зону сварки по заданной программе, обеспечивающей оптимальное протекание процесса [1–5].

СПУ обеспечивает плавное задание параметров режима, в связи с чем при сварке снижается вероятность появления выплесков расплавленного ме-

талла, дефектов сварных соединений, что оказывает решающее влияние на прочностные характеристики сварных соединений. СПУ позволяет генерировать различные циклограммы КРС, например, с плавным заданием нарастания мощности от подогрева $P_{\text{ПОД}}$ к сварке $P_{\text{СВ}}$ (рис. 1), что исключает динамические броски мощности в первичной цепи сварочного трансформатора при включении тока [6].

В эксперименте для оценки повышения прочностных характеристик соединений винтов М8 с потайной головкой (ГОСТ 17475–80) с пластиной толщиной 4 мм (сталь Ст3пс) производилась КРС образцов на экспериментальной установке с программным управлением мощностью тепловложения.

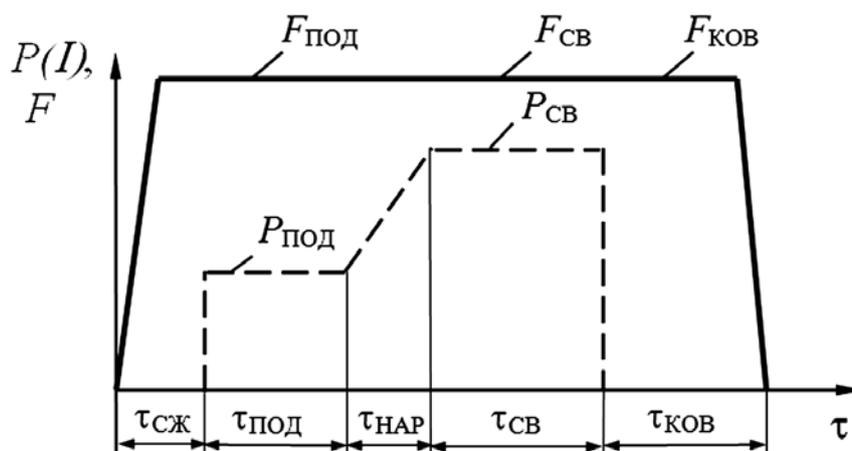


Рис. 1. Циклограмма контактной рельефной сварки при плавном нарастании мощности от подогрева $P_{\text{ПОД}}$ к сварке $P_{\text{СВ}}$ с постоянным усилием сжатия электродов при подогреве, сварке и проковке $F_{\text{ПОД}} = F_{\text{СВ}} = F_{\text{КОВ}}$

Исследовалось влияние времени протекания сварочного тока $\tau_{\text{СВ}}$ на энергию тепловложения $Q_{\text{ЭЭ}}$ и величину перемещения подвижного электрода $H_{\text{ЭЛ}}$ при задании параметров режима: время подогрева $\tau_{\text{ПОД}} = 0,3$ с, ток подогрева $I_{\text{ПОД}} = 7,5$ кА, время нарастания мощности от подогрева $P_{\text{ПОД}}$ к сварке $P_{\text{СВ}}$ $\tau_{\text{НАР}} = 0,2$ с, сварочный ток

$I_{\text{СВ}} = 18...19$ кА, время предварительного сжатия и проковки $\tau_{\text{СЖ}} = \tau_{\text{КОВ}} = 0,5$ с, усилие сжатия электродов $F_{\text{ПОД}} = F_{\text{СВ}} = F_{\text{КОВ}} = 7900$ Н. Исследования проводились на пяти сериях образцов. Для каждой серии сваривались по три сварных соединения. При сварке каждой последующей серии образцов увеличивалось время протекания сварочного то-

ка $\tau_{св}$, которое задавалось равным 0; 0,05; 0,1; 0,15 и 0,2 с.

Задачей металлографических исследований соединений, выполненных КРС, являлось определение параметров сварного соединения: размеров и формы зерен металла, различных дефектов его строения, а также установление зависимости изменения ширины линии сплавления от энергии тепловложения [7, 8].

Кристаллизация сварных точек при КРС происходит в условиях, которые отличаются от условий кристаллизации сварных швов, выполненных дуговыми способами сварки плавлением. Процессам кристаллизации сварной точки предшествует интенсивный нагрев металла, а затем интенсивное охлаждение расплавленного металла. Скорость охлаждения, как правило, исчисляется сотнями градусов в секунду [8]. Процессы кристаллизации сварной точки и процессы охлаждения сварного соединения в целом во многих случаях оказывают решающее влияние на их структуру и механические свойства. Важность изучения процессов охлаждения сварного соединения очевидна. При

КРС существенную роль на данные процессы играет количество энергии, вложенной в изделие. Поэтому изучение влияния энергии тепловложения на процессы структурообразования является актуальной задачей.

Для проведения металлографических исследований Т-образных сварных соединений винтов с пластиной использовался микроскоп Лабомет 1. Образцы для изготовления микрошлифов получали путем разрезания сварного соединения на две части вдоль оси симметрии на расстоянии 0,5...1,0 мм от неё, с дальнейшим использованием большей половины образца. Отрезка образцов проводилась механическим способом при обильной подаче смазочно-охлаждающей жидкости. Шлифовка и полировка проводилась по стандартной методике с последующим травлением образцов в 5-процентном растворе азотной кислоты со спиртом в течение 5 с. Микротвердость определялась на микротвердомере Виккерса при усилии 10 Н и времени выдержки 10 с. Результаты исследований представлены в табл. 1.

Табл. 1. Результаты экспериментальных исследований КРС Т-образных соединений

Время протекания сварочного тока $\tau_{св}$, с	Ширина линии сплавления (диапазон) $H_{лс}$, мм	Среднее значение $H_{лс}$, мм	Перемещение электрода (диапазон) $H_{эл}$, мм	Среднее значение $H_{эл}$, мм	Среднее значение энергии тепловложения $Q_{ээ}$, Дж	Среднее значение усилия на отрыв $F_{отр}$, кН
0	0...0,3	0,15	0,76...0,95	0,85	6890	11,03
0,05	0,5...1,6	1,05	0,83...1,45	1,18	8790	15,33
0,1	1,15...2,1	1,8	1,3...1,75	1,49	10486	16,23
0,15	1,5...2,4	1,95	1,55...1,85	1,72	11836	17,4
0,2	2,1...3,2	2,65	1,7...2,35	1,98	13050	19,45

При $\tau_{св} = 0$ с, $Q_{ээ} = 6890$ Дж (на стадии подогрева и нарастания мощ-

ности тепловложения от подогрева к сварке) образовавшаяся линия сплав-

ления не превышала 0,3 мм (рис. 2), в отдельных случаях полностью отсутствовала (рис. 3). Возникший непровар

говорит о недостаточном разогреве металла соединения.

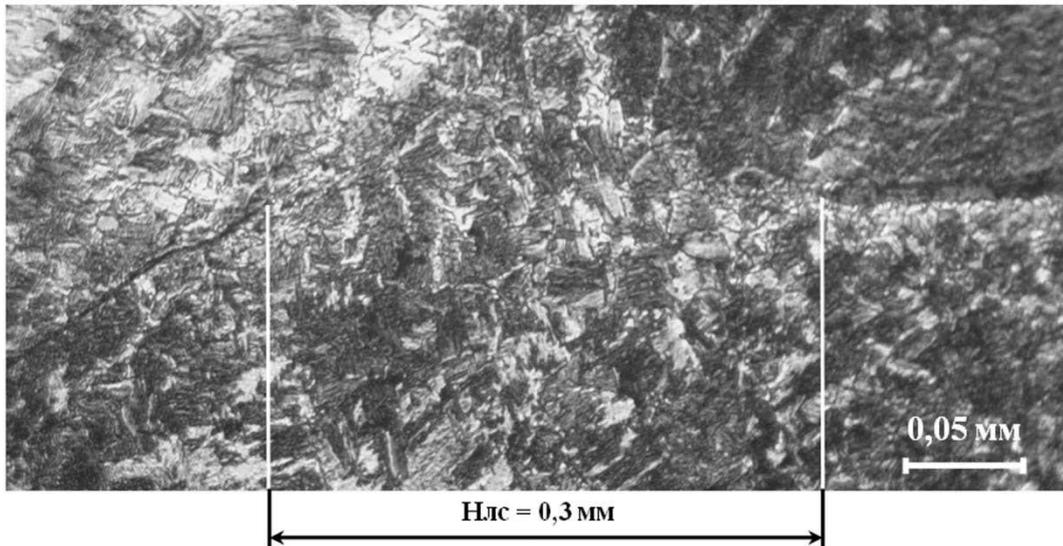


Рис. 2. Минимальная линия сплавления Т-образного сварного соединения при $\tau_{св} = 0$ с, увеличение $\times 640$

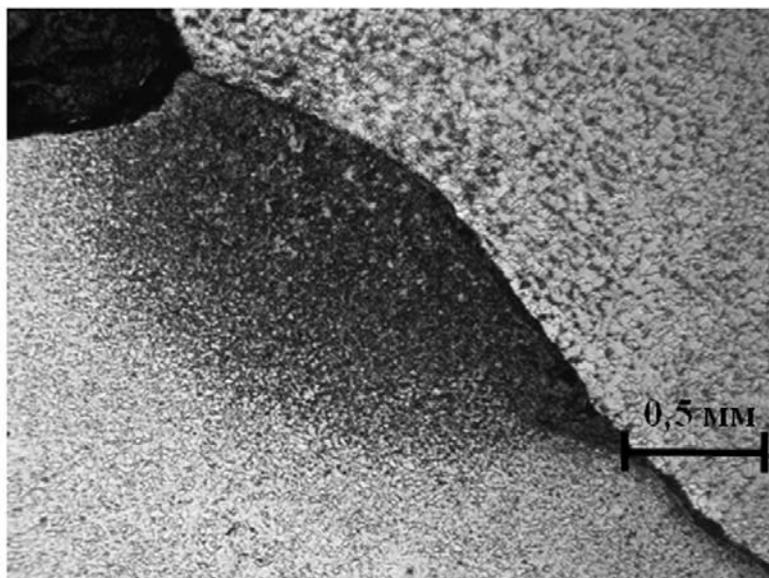


Рис. 3. Непровар Т-образного сварного соединения при $\tau_{св} = 0$ с, увеличение $\times 64$

Максимально достигнутая ширина линии сплавления $H_{лс}$, которая образовалась при максимальной энергии тепловложения в изделие $Q_{ээ} = 13050$ Дж при $\tau_{св} = 0,2$ с, составила 3,2 мм (см. табл. 1).

При задании энергии тепловложения в процессе КРС величина осевого перемещения подвижного электрода $H_{эл}$ использовалась как критерий образования качественного соединения. Как показали эксперименты, средняя

величина перемещения $H_{ЭЛ}$ имеет прямую взаимосвязь со средним значением энергии тепловложения $Q_{ЭЭ}$ в зону соединения.

Графики зависимости ширины линии сплавления $H_{ЛС}$, перемещения по-

движного электрода $H_{ЭЛ}$ и энергии тепловложения $Q_{ЭЭ}$ в зависимости от времени протекания сварочного тока $\tau_{СВ}$ представлены на рис. 4.

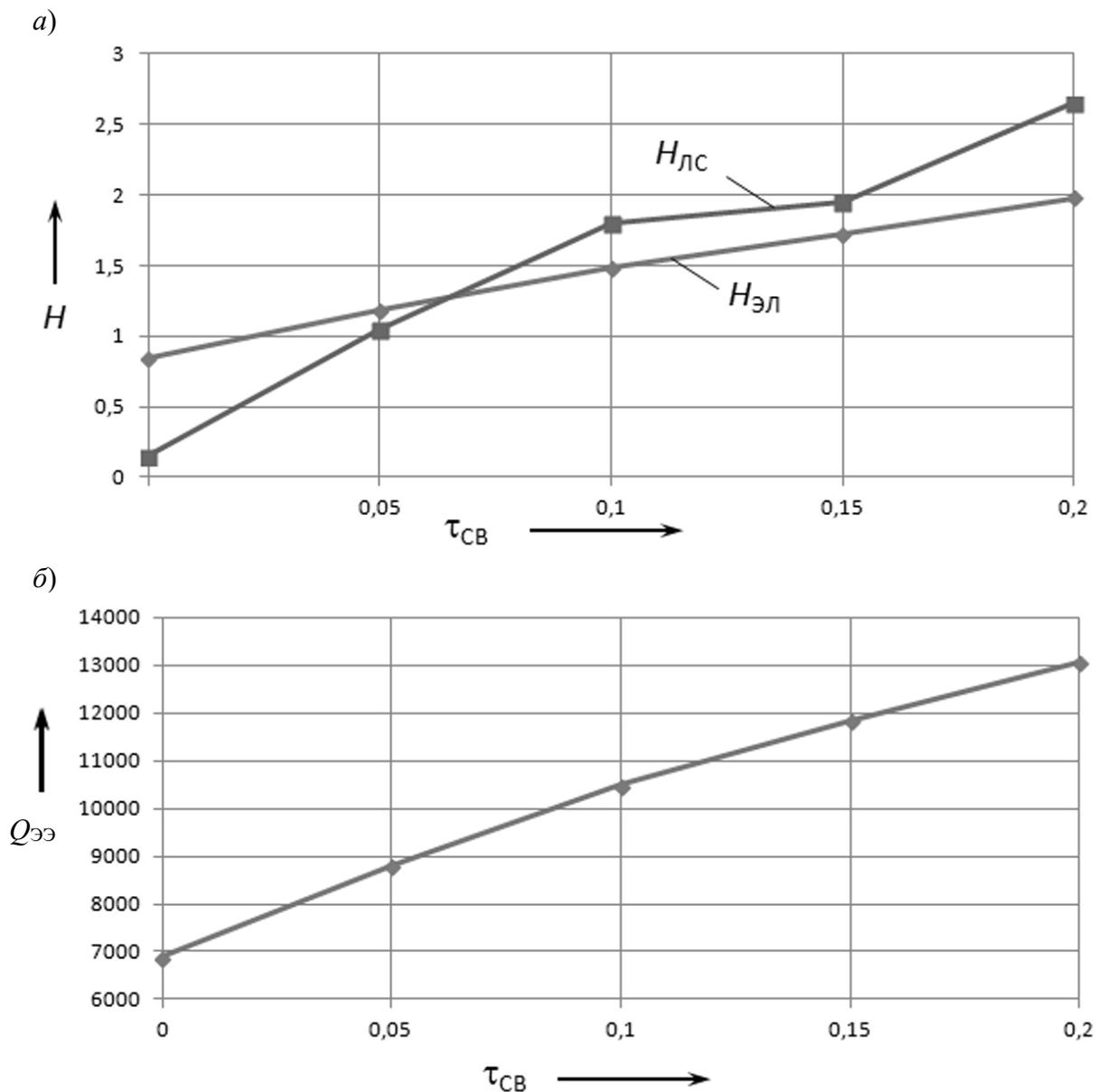


Рис. 4. Графики зависимостей ширины линии сплавления $H_{ЛС}$, перемещения подвижного электрода $H_{ЭЛ}$ (а) и энергии тепловложения $Q_{ЭЭ}$ (б) в зависимости от времени протекания сварочного тока $\tau_{СВ}$

Исследования линии сплавления $H_{ЛС}$ показали её рост в зависимости от увеличения мощности тепловложе-

ния, что является закономерным результатом. Более интенсивный разогрев приводит к нагреву большего количе-

ства металла выше температуры плавления $T_{пл}$ и образования сварной точки большего объема. Установлено, что уже при $\tau_{св} = 0,1$ с сварное Т-образное соединение образуется без видимых дефектов на всем протяжении $H_{лс}$. Размер зерен непосредственно на линии сплавления со стороны винта составляет менее 0,01 мм (рис. 5).

Структура основного металла, не подвергшегося термическому воздействию и сварной точки, соответствует ферритно-перлитной структуре. По се-

чению сварной точки обнаружена неравномерность распределения феррита и перлита. Со стороны винта имеется большее количество перлита, а со стороны пластины большее количество феррита. Отличие фазового состава подтверждается изменением микротвердости по сечению сварной точки. Со стороны винта микротвердость составила 200...240 HV с равномерным снижением значений у края сварной точки со стороны пластины до 180...190 HV (рис. 6).

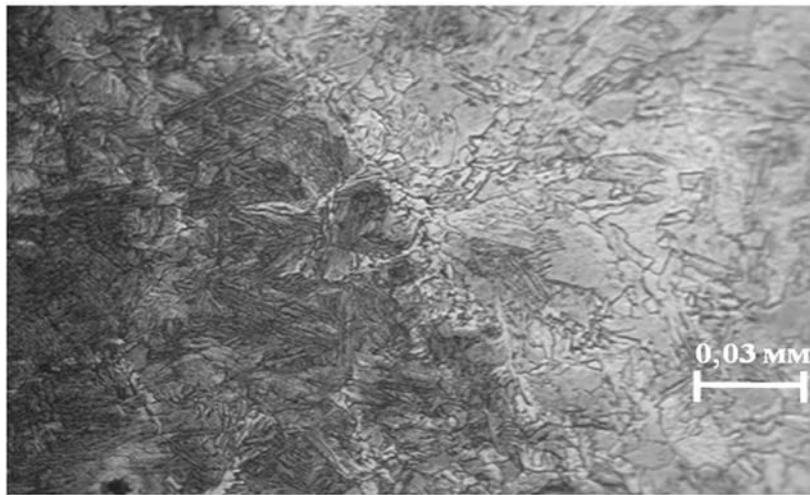


Рис. 5. Линия сплавления сварного соединения при времени $\tau_{св} = 0,1$ с, увеличение $\times 640$

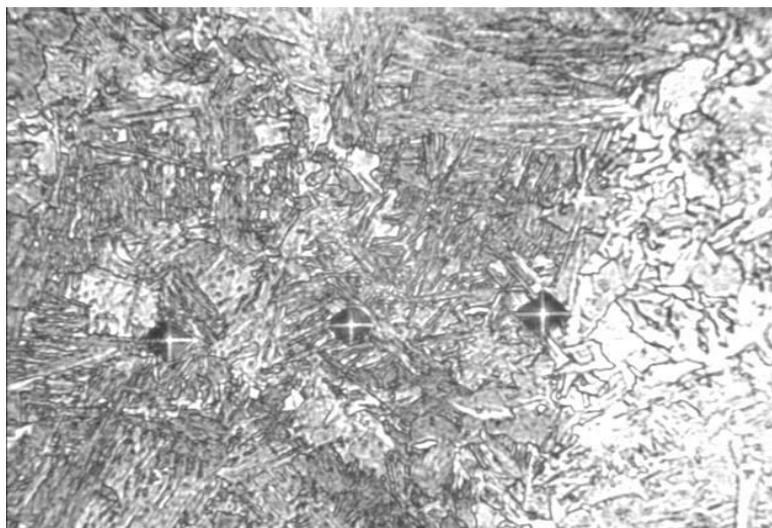


Рис. 6. Определение микротвердости у линии сплавления сварной точки с основным металлом изделия

Микротвердость основного металла изделия, не подвергнувшегося термическому воздействию, составила для пластины 165...175 HV, для винта 140...155 HV.

Для всех пяти серий образцов проводились испытания на отрыв в соответствии с ГОСТ 6996–66. Сварные соединения, выполненные рельефной сваркой, испытывали на отрыв статическим продавливанием.

В качестве критерия обеспечения требуемой прочности сварных соединений было выбрано необходимое значение усилия отрыва при испытании винта М8 на растяжение согласно ГОСТ 1759.4–87. Согласно этому документу сварное соединение должно обеспечивать усилие отрыва не менее 19,5 кН для класса прочности винтов 5,6.

Образцы 1, 2, 3 и 4 серии показали среднее усилие на отрыв 11,03; 15,33; 16,23 и 17,4 кН соответственно. Следовательно, режимы технологического процесса сварки данных соединений можно считать неподходящими для получения качественного сварного соединения. Образцы из серии 5 показали усилие на отрыв 19,45 кН, что соответствует требованиям ГОСТ 1759.4–87.

Выводы

1. Определены зависимости ширины линии сплавления $H_{лс}$, перемещения подвижного электрода $H_{эл}$ и энергии тепловложения $Q_{ээ}$ в зависимости от времени протекания максимального сварочного тока $\tau_{св}$ при задании параметров

режима: время подогрева $\tau_{под} = 0,3$ с, ток подогрева $I_{под} = 7,5$ кА, время нарастания мощности от подогрева к сварке $\tau_{нар} = 0,2$ с, сварочный ток $I_{св} = 18...19$ кА, время предварительного сжатия и проковки $\tau_{сж} = \tau_{ков} = 0,5$ с, усилие сжатия электродов при подогреве, сварке и проковке $F_{под} = F_{св} = F_{ков} = 7900$ Н.

2. Учитывая термодиформационный цикл сварки Т-образных сварных соединений, выполненных контактной рельефной сваркой с программным управлением мощностью тепловложения, оптимальным с точки зрения ширины линии сплавления 2,1...3,2 мм, геометрических размеров сварного соединения в целом и среднего усилия на отрыв $F_{отр} = 19,45$ кН является режим с временем протекания максимального сварочного тока $\tau_{св} = 0,2$ с.

3. Металлографические исследования показали, что структура сварной точки соответствует ферритно-перлитной, при этом по сечению сварной точки обнаружена неравномерность распределения феррита и перлита: со стороны винта имеется большее количество перлита, а со стороны пластины – большее количество феррита. Отличие фазового состава подтверждается изменением микротвердости по сечению сварной точки: со стороны винта микротвердость составила 200...240 HV с равномерным снижением значений у края сварной точки со стороны пластины до 180...190 HV.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Климов, А. С. Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества / А. С. Климов. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 216 с.
2. Фурманов, С. М. Пути совершенствования термодиформационных циклов контактной точечной и рельефной сварки: монография / С. М. Фурманов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – 274 с.
3. Аппаратная реализация корректирующей системы регулирования мощности тепловложения при контактной рельефной сварке / С. М. Фурманов [и др.] // Сварка и диагностика, 2018. – № 5. – С. 35–40.
4. Компьютерное управление процессом контактной сварки с помощью среды графического программирования LabVIEW / С. М. Фурманов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 2. – С. 54–62.

5. О влиянии параметров режима контактной рельефной сварки с программным управлением мощностью тепловложения на стабильность прочностных показателей соединений / Д. Н. Юманов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2020. – № 3. – С. 118–129.

6. Денисенко, Н. А. Определение по осциллограммам эффективных значений токов и коэффициентов мощности машин для контактной сварки / Н. А. Денисенко, И. А. Курило // Автоматическая сварка. – 1972. – № 4. – С. 59–62.

7. Россошинский, А. А. Металлография сварных швов / А. А. Россошинский. – Москва: Машгиз, 1961. – 207 с.

8. Анисович, А. Г. Практика металлографического исследования материалов: монография / А. Г. Анисович, И. Н. Румянцева. – Минск: Беларуская навука, 2013. – 221 с.

Статья сдана в редакцию 29 октября 2021 года

Сергей Михайлович Фурманов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-295-41-67-99. E-mail: firm@mail.ru.

Дмитрий Николаевич Юманов, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-339-12-90-00. E-mail: oitsp.dmitriy.y@gmail.com.

Дмитрий Иванович Якубович, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-81-14-35. E-mail: d.i.yakubovich@mail.ru.

Игорь Андреевич Наумовец, магистрант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-72-06-80.

Леонид Сергеевич Малашенко, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-292-95-58-93.

Sergei Mikhailovich Furmanov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarussian-Russian University. Tel.: +375-295-41-67-99. E-mail: firm@mail.ru.

Dmitry Nikolayevich Yumanov, assistant lecturer, Belarussian-Russian University. Tel.: +375-339-12-90-00. E-mail: oitsp.dmitriy.y@gmail.com.

Dmitry Ivanovich Yakubovich, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarussian-Russian University. Tel.: +375-296-81-14-35. E-mail: d.i.yakubovich@mail.ru.

Igor Andreyevich Naymovets, MSc student, Belarussian-Russian University. Tel.: +375-336-72-06-80.

Leonid Sergeevich Malashenko, student, Belarussian-Russian University. Tel.: +375-292-95-58-93

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_96

УДК 621.9

Д. Г. Шатуров

УПРАВЛЕНИЕ ТОЧНОСТЬЮ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВАЛОВ НА ТОКАРНЫХ СТАНКАХ С ЧПУ

D. G. Shaturov

ACCURACY CONTROL IN THE MACHINING OF SHAFTS ON CNC LATHES

Аннотация

В работе показаны пути повышения точности при обработке валов на токарных станках с числовым программным управлением (ЧПУ), которые базируются на учёте упругой деформации элементов технологической системы резания (ТСР) и размерного износа лезвия резца при обработке на оптимальной скорости резания, обеспечивающей максимальный ресурс работы инструмента и повышение производительности.

Ключевые слова:

резец, стойкость, точность обработки, скорость резания, ресурс работы.

Для цитирования:

Шатуров, Д. Г. Управление точностью при обработке валов на токарных станках с ЧПУ / Д. Г. Шатуров // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 96–103.

Abstract

The paper shows the ways to improve the accuracy in the machining of shafts on CNC lathes, which take into account the elastic deformation of elements of the technological cutting system (TCS) and the dimensional wear of a cutter blade when machining at the optimal cutting speed, which ensures the maximum tool life and the increase in productivity.

Keywords:

cutter, durability, machining accuracy, cutting speed, service life.

For citation:

Shaturov, D. G. Accuracy control in the machining of shafts on CNC lathes / D. G. Shaturov // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 96–103.

Точность изделий машиностроения является важнейшей характеристикой их качества. В производственных условиях отклонения размеров деталей зависят от многих причин, приводящих к невозможности получения одинаковых по размерам и форме деталей в пределах партии, состоящей из нескольких штук. Так, обработка заготовок валов на токарных станках осуществляется в технологической системе резания (ТСР), состоящей из ряда эле-

ментов (шпинделя станка, заготовки, базовых опор), которая в процессе обработки представляет собой замкнутую упругодинамическую систему, деформирующуюся под действием силы резания, что и обуславливает возникновение погрешностей формирования [1, 2].

Пространственная линия упругих перемещений оси заготовки от действия силы резания имеет в общем случае три асимметрично расположенные экстремальные точки минимальных и макси-

мальных прогибов [2]. Наличие трёх экстремальных точек на линии упругих перемещений оси вала в процессе резания обеспечивает характерные погрешности обработки.

Кроме того, в процессе обработки заготовок размеры изготавливаемого вала непрерывно меняются вследствие радиального износа лезвия резца и увеличивающейся силы резания, которые оказывают значительное влияние на формирование систематической погрешности, особенно при обработке длиномерных валов. Из поверхностей призматического резца, образующих лезвие, преимущественно изнашивается его задняя поверхность, имеющая по сравнению с передней поверхностью большую в 2–3 раза скорость взаимного перемещения инструмента и заготовки [3].

Кривые износа призматического резца от времени резания могут иметь

выпуклую или вогнутую относительно оси абсцисс форму [2]. Это зависит от скорости резания, влияющей на температуру в зоне резания, характер изнашивания инструмента и на период его стойкости. При точении в широком диапазоне изменения скорости резания зависимость периода стойкости от скорости резания представляет собой плавную кривую с двумя экстремальными значениями периода стойкости [4]. Первый экстремум расположен в зоне скоростей наростообразования и обусловлен абразивно-адгезионным видом износа поверхностей лезвия резца. Второй имеет место в зоне повышенных скоростей резания при абразивно-окислительном виде износа поверхностей лезвия инструмента. Периоды стойкости с экстремальными значениями разделены между собой впадиной, имеющей минимальный период стойкости инструмента при скорости резания V_M (рис. 1).

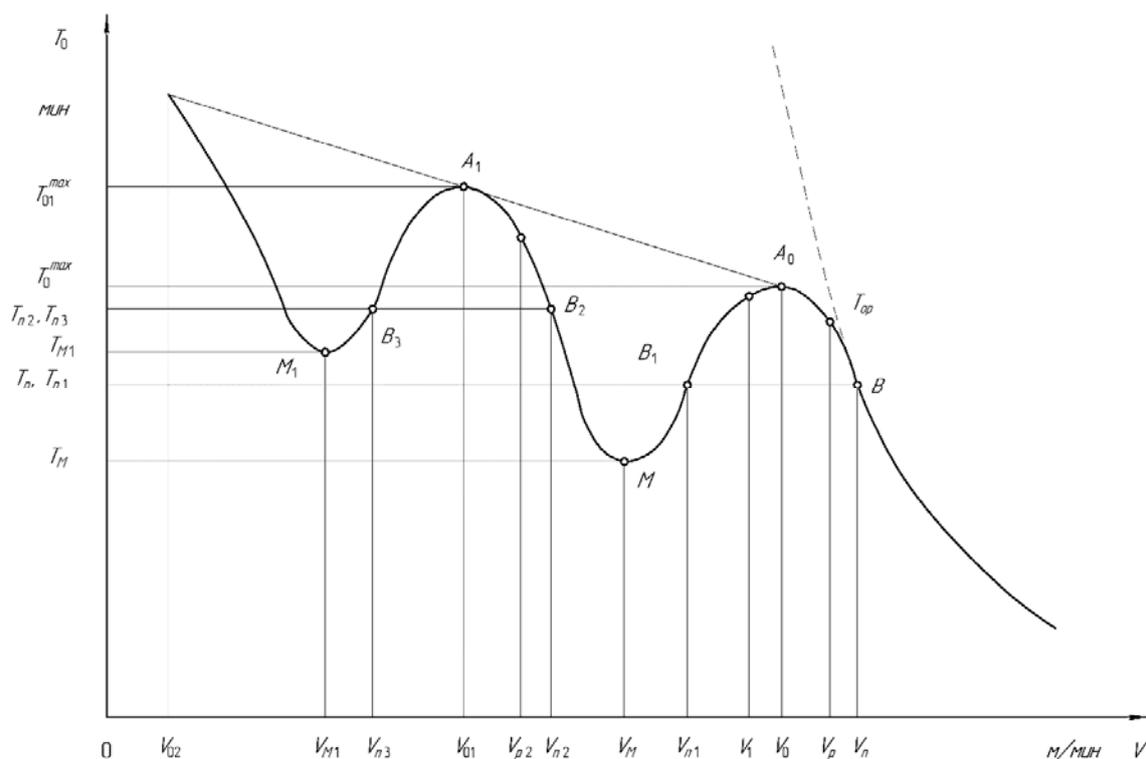


Рис. 1. Зависимость периода стойкости лезвийного инструмента от скорости резания

С точки зрения увеличения производительности рассмотрим диапазон скоростей резания второго экстремума при $V > V_M$ и влияние на точность обработки отдельно и в совокупности всех причин: упругих перемещений элементов ТСР, характера и вида износа инструмента, скорости резания на период его работоспособности. Это и определило актуальность и цель исследований, которые заключаются в разработке методики выбора оптимальных режимов резания с учётом имеющихся условий обработки и радиального перемещения резца, обеспечивающих необходимую точность и производительность.

Период стойкости в зоне скоростей резания второго экстремума определяется из следующих зависимостей [5]:

$$T_0 = \frac{T_n \cdot \sqrt{e}}{e^{\frac{1}{2} \left(5 \frac{V}{V_n} - 4 \right)}} \text{ при } M \leq V \leq V_n; \quad (1)$$

$$T_0 = T_n \cdot \left(\frac{V_n}{V} \right)^m = T_n \left(\frac{V_n}{V} \right)^5 \text{ при } V \geq V_n, \quad (2)$$

где

$$V_n = \left(\frac{C_v \cdot K_v}{t^x \cdot S^y} \right)^{1,25} \left(\frac{U_0}{1000 \cdot \delta_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha_3} \right)^{0,25}; \quad (3)$$

$$T_n = \frac{1000 \cdot \delta_0}{V_n \cdot U_0} \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (4)$$

где T_0 , T_n – текущий период стойкости резца и период стойкости резца при скорости резания V_n соответственно, мин; V_n – скорость резания в точке перегиба кривой $T_0 = f(V)$, м/мин; V – скорость резания, м/мин; C_v, K_v, x, y – коэффициенты и показатели степени, определяемые из [6] (при обработке стали $C_v = 350$; $x = 0,15$; $y = 0,35$; $K_v = 0,9$; $m = 0,2$); t – глубина резания, мм; S – подача, мм/об; α_3 – задний

угол заточки резца, град; δ_0 – оптимальная (допустимая) величина износа задней поверхности резца, мкм; U_0 – относительный размерный износ лезвия резца, $U_0 = 5 \dots 7$ мкм/км при обработке стали резцом из твёрдого сплава Т15К6 [6]; m – показатель относительной стойкости.

Из всего диапазона скоростей резания второго экстремума необходимо выбрать ту скорость резания, которая обеспечит максимальный ресурс работы инструмента. Под максимальным ресурсом работы инструмента понимается максимальная длина пути резания за период его стойкости, подсчитываемая по зависимости [5]

$$L_p = V_p \cdot T_p, \quad (5)$$

где L_p – максимальный путь работы инструмента, м; V_p , T_p – скорость резания, м/мин, и период стойкости, мин, при скорости резания V_p , обеспечивающие максимальный ресурс работы инструмента [5],

$$V_p = 0,847V_n; \quad (6)$$

$$T_p = 1,603T_n. \quad (7)$$

При скорости резания V_p имеем наибольший путь резания и наибольшую точность обработки, наименьший расход инструмента, наименьшее число переналадок резца, что увеличивает производительность.

После выбора оптимальной скорости резания обратимся к определению тех погрешностей, которые возникают при обработке валов в связи с упругими деформациями элементов ТСР и износом инструмента.

Пространственная линия упругих перемещений оси заготовки от действия силы резания имеет в общем случае (при $l/d > 10$) три асимметрично расположенные экстремальные точки ми-

нимальных и максимальных прогибов [2]. Крепление вала может осуществляться в центрах, в патроне и центре и в двух патронах. Для исключения погрешности базирования и закрепления принято, что заготовка вала установлена в центрах как в наименее жёстком варианте крепления вала в ТСР.

Определение погрешностей обработки при точении заготовки вала, установленной в центрах, осуществлялось как деформация балки от радиальной силы P_y , лежащей на двух упругодеформируемых опорах. Тогда диаметрально погрешность обрабатываемой детали, обусловленная упругим перемещением оси вала и износом инструмента, определится как (рис. 2) [7]

$$\Delta D = 2(Y_0 - Y_x - \Delta\delta_{PN} - \Delta Y_x) = \min, \quad (8)$$

где

$$Y_0 = P_y \cdot \omega_{зб}; \quad (9)$$

$$Y_{01} = P_y \cdot \omega_{пб}; \quad (10)$$

$$Y_x = Y_C + Y_\delta; \quad (11)$$

$$Y_C = P_y \cdot \omega_C; \quad (12)$$

$$Y_\delta = P_y \cdot \omega_\delta; \quad (13)$$

$$\omega_C = \omega_{зб} \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 + \omega_{пб} \left(\frac{x}{l}\right)^2; \quad (14)$$

$$\omega_\delta = \frac{l^3 \cdot 10^4}{3EJ} \left(\frac{x}{l}\right)^2 \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2; \quad (15)$$

$$\Delta Y_0 = Y_0 - Y_x; \quad (16)$$

$$\delta_{PN} = \delta_0 \left(\frac{\tau_0}{T_p}\right)^{n_0} \times$$

$$\times \left[\left(\frac{x}{l} + N_{zi} - 1\right)^{n_0} - (N_{zi} - 1)^{n_0} \right] \text{tg}\alpha_3; \quad (17)$$

$$n_0 = \left[\frac{V_p \cdot T_p \cdot U_0}{1000\delta_0 \cdot \text{tg}\alpha_3} \right]^{0,6}; \quad (18)$$

$$n = \frac{1000V_p}{\pi d}; \quad (19)$$

$$\tau_0 = \frac{l}{Sn}; \quad (20)$$

$$P_y = C_p \cdot t_x \cdot S_y \cdot V^{-n_0}; \quad (21)$$

$$C_p = 2430; \quad x = 0,9;$$

$$y = 0,6; \quad n_0 = -0,3;$$

$$\Delta Y_x = \Delta Y_0 - \Delta\delta_{PN} =$$

$$= Y_0 - Y_x - \Delta\delta_{PN} \text{ при } \Delta D = 0; \quad (22)$$

$$N_3 = \frac{T_{0p}}{\tau_0}, \quad (23)$$

где ΔD – систематическая погрешность обработки, обусловленная наличием упругой деформации элементов ТСР, износом инструмента и радиальным перемещением резца, мкм; ΔY_x – величина радиального перемещения резца, мкм; Y_0, Y_x, Y_{01} – радиальное упругое перемещение оси вала от действия радиальной силы P_y в процессе обработки при $x = 0$, по ходу процесса при $0 < x < l$ и при окончании обработки при $x = l$ соответственно, мкм; P_y – радиальная сила резания, Н [6]; ω_C – податливость ТСР, мкм/м; $\omega_{зб}, \omega_{пб}$ – податливость задней и передней бабок станка (опор вала) соответственно, мкм/Н; l – длина вала, см; x/l – расположение резца от начала обработки (от правого торца вала), см; V – скорость резания, м/мин; τ, τ_0, T_0 – текущее время, время обработки одной заготовки и период стойкости резца соответственно, мкм; E – модуль упругости, для углеродистой стали

$E = 2 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$; J – момент инерции сечения вала, $J = 0,05 \cdot d^4$, см^4 ; d – диаметр вала, см ; n_0 – показатель степени; n – частота вращения заготовки, мин^{-1} ; N_{zi} – порядковый номер обрабатываемой заготовки от начала обработки пар-

тии из N_3 ; $\Delta\delta_{PN}$ – разница в величине размерного износа резца δ_{PN} текущего его хода по сравнению с предыдущим, мкм ; N_3 – расчётное количество заготовок в партии (целое число).

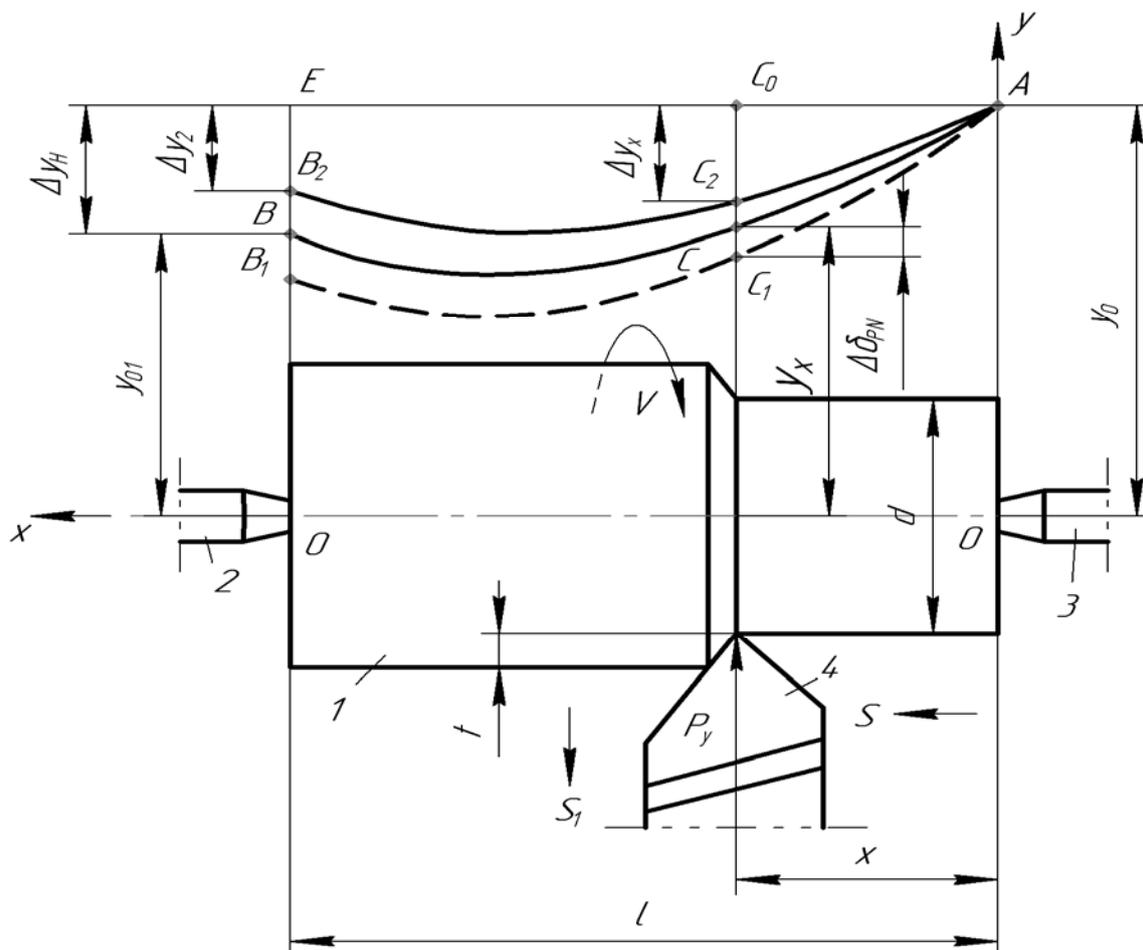


Рис. 2. Схема обработки вала в центрах: 1 – заготовка; 2 – передний центр; 3 – задний центр; 4 – резец

Обработку заготовки вала на токарном станке с ЧПУ осуществляют следующим образом (см. рис. 2) [7]. В начале обработки первой заготовки l , установленной в переднем 2, наиболее жёстком, и заднем 3, менее жёстком, центрах токарного станка настройку резца на размер диаметра d получаемого вала при вращающейся заготовке производят методом пробных ходов и промеров на небольшом участке обрабаты-

ваемой поверхности путём снятия стружки [1]. В результате настройки резца на определённый размер диаметра d получаемого вала ось заготовки имеет упругое перемещение от геометрической линии центров токарного станка в начале обрабатываемой поверхности, равное y_0 (см. формулу (9)). После настройки резца 4 на необходимый размер d вала производят обработку с продольной подачей S при враща-

ющейся заготовке со скоростью V_p , определенной по формуле (6), от заднего центра 3 к переднему 2 (см. рис. 2). Поскольку передняя опора 2 более жёсткая, чем задняя 3, то при обработке в результате перемещения резца к передней опоре имеем меньшее суммарное упругое перемещение оси заготовки относительно линии 0-0 центров станка. Ось заготовки перемещается в направлении к резцу. Траектория этого перемещения представлена линией ACB (см. рис. 2), которая удалена от линии центров станка в начале обработки на величину Y_0 (см. формулу (9)), в конце обработки поверхности на величину Y_{01} , определенную по формуле (10), меньше Y_0 , а в любом другом месте расположения резца – на величину Y_x . В то же время при обработке имеет место радиальный (размерный) износ лезвия резца δ_p , который увеличивает расстояние между формообразующей поверхностью точкой A_0 – вершиной резца до линии центров станка. Величина текущего радиального износа лезвия резца представлена расстоянием между линиями ACB и линией AC_1B_1 . При обработке первой заготовки величина текущего радиального износа δ_{p1} увеличивает погрешность обработки и определяется следующим образом:

$$\delta_{p1} = \frac{\delta_0}{T_0^{n_0}} \left(\frac{x}{nS} \right)^{n_0} \operatorname{tg} \alpha_3 =$$

$$\delta_0 \left(\frac{\tau_0}{T_0} \right)^{n_0} \left(\frac{x}{l} \right)^{n_0} \operatorname{tg} \alpha_3. \quad (24)$$

При обработке второй и последующих заготовок вала величина приращения текущего радиального износа $\Delta \delta_{PN}$ определяется по формуле (17).

Для получения нулевой погрешности обработки необходимо осуществить непрерывное или пошаговое радиальное перемещение резца от линии центров

станка на величину $\Delta Y_x = C_0 C_2$ (см. формулу (22)), равную разнице между начальным Y_0 , определенным по формуле (9), и текущим Y_x , рассчитанным по формуле (11), упругим перемещением оси вала ($Y_0 - Y_x = C_0 C$ (см. рис. 2)) и величиной текущего радиального износа резца $\Delta \delta_{PN} = C C_1 = C C_2$, т. е.

$$\Delta Y_x = C_0 C_2 = Y_0 - Y_x - \Delta \delta_{PN}.$$

В этом случае траектория перемещения вершины резца будет совпадать с линией ACB , что обеспечит одинаковое расстояние между вершиной резца, точкой A_0 и осью вала, которое будет равно половине диаметра получаемого вала $0,5d$ обрабатываемой поверхности, что обеспечит нулевую погрешность обработки. При обработке второй и последующих заготовок резец из точки B перемещают в продольном направлении к заднему центру токарного станка и устанавливают в исходное относительно правого торца вала положение, точка H (см. рис. 2). Перед обработкой поверхности следующей заготовки резец перемещают в радиальном направлении к геометрической линии центров станка на величину, равную разнице упругих перемещений опор вала, $\Delta Y_H = HA = Y_0 - Y_{01} = P_y (\omega_{зб} - \omega_{нб})$, в точку A .

На основании полученных зависимостей можно осуществить управление точностью при обработке валов на токарных станках с ЧПУ за счёт управления радиальным перемещением резца [7].

Методика расчётов состоит в следующем. Вначале рассчитывается необходимый припуск, т. е. глубина резания t . Исходя из получения заданной величины шероховатости назначается подача S . Далее производится расчёт скорости резания V_p наибольшего ресурса работы инструмента и непрерывного или пошагового радиального перемещения резца по алгоритму

$$\begin{aligned}
 & t \rightarrow S \rightarrow V_n(3) \rightarrow T_n(4) \rightarrow V_p(6) \rightarrow \\
 & \rightarrow T_p(7) \rightarrow P_y(21) \rightarrow Y_0(9) \rightarrow Y_x(11) \rightarrow \\
 & \rightarrow Y_{01}(10) \rightarrow n_0(18) \rightarrow n(19) \rightarrow \tau_0(20) \rightarrow \\
 & \rightarrow N_s(23) \rightarrow \Delta\delta_{PN}(17) \rightarrow \\
 & \rightarrow \Delta Y_x(22) \rightarrow \Delta D(8). \quad (25)
 \end{aligned}$$

Пример обработки. Производится обработка вала (сталь 45) диаметром $d = 100$ мм, длиной $L = 1000$ мм призматическим резцом Т15К6; задний угол заточки резца $\alpha_z = 10$.

Режимы обработки: глубина резания $t = 1,0$ мм; подача $S = 0,25$ мм/об; величина оптимального (допустимого) износа задней поверхности резца $\delta_0 = 500$ мкм; величина относительного размерного износа $U_0 = 5$ мкм/км [6]; податливость опор $\omega_{зб} = 0,3$ мкм/Н;

$$\omega_{пб} = 0,6 \text{ мкм/Н.}$$

Расчёт режимов резания и величину радиального перемещения резца производим по алгоритму (25). Определяем скорость резания V_n ($C_v = 350$; $K_v = 0,9$; $x = 0,15$; $y = 0,35$); $V_n = 211$ м/мин; период стойкости $T_n = 83$ мин. Остальные параметры обработки: $V_p = 178$ м/мин; $T_p = 133$ мин; $P_y = 224$ Н; $n = 566 \text{ мин}^{-1}$; $n_0 = 1,64 \text{ мин}^{-1}$; $\tau_0 = 7,1$ мин.

Остальные расчёты сведены в табл. 1. Отметим, что максимальная погрешность обработки имеет место при расположении резца при обработке жёстких валов $l/d < 10$ на расстоянии от начала обработки, равном $x/l = (x/l)_0$ [2].

$$(x/l)_0 = \frac{\omega_{зб}}{\omega_{зб} + \omega_{пб}}.$$

Табл. 1. Величина упругих перемещений элементов ТСР, износа лезвия и радиального перемещения резца для получения минимальной погрешности обработки

Исследованные параметры процесса, мкм	Место положения резца от начала обработки X , см, и отношение $(x/l)_0$					Число N_{zi} проходов
	0	25	50	83	100	
Y_c	67,2	38,64	20,16	11,2	13,44	1,0
Y_0	0	2,625	4,67	1,486	0	
Y_x	67,2	41,265	24,83	12,69	13,44	
ΔY_0	0	25,93	42,37	54,51	53,76	
δ_{PN}	0	0,074	0,237	0,531	0,7216	1
	0	0,733	1,49	2,54	3,1	5
	0	1,22	2,46	4,125	5,0	10
	0	1,61	3,24	5,418	6,55	15
	0	1,9	3,8	6,34	7,66	19
ΔY_x	0	25,86	42,13	53,98	53,04	1
	0	25,197	40,88	51,97	50,66	5
	0	24,71	39,91	50,39	48,76	10
	0	24,32	39,13	49,09	47,21	15
	0	24,03	38,57	48,17	46,1	19

В приведенном примере $(x/l)_0 = 0,83$.

Как видно из табл. 1, для уменьшения погрешности обработки величину радиального перемещения резца можно назначить не после обработки очередной заготовки, а после обработки промежуточной партии, меньшей общей партии заготовок. В приведенном примере размер промежуточной партии составляет четыре-пять заготовок. Тогда, например, погрешность в определении величины радиального перемещения резца и точности обработки составляет 7,5 %...3,8 %.

$$\Delta D = 2 \left(1 - \frac{51,97}{53,98} \right) \cdot 100 = 7,44;$$

$$\Delta D = 2 \left(1 - \frac{48,17}{49,09} \right) \cdot 100 = 3,75.$$

Заключение

Приведена методика по управлению точностью обработки за счёт непрерывного или пошагового радиального перемещения резца, включающая назначение оптимальной скорости резания, обеспечивающей максимальный ресурс работы инструмента, учёт упругих деформаций элементов ТСР и размерного износа резца, обеспечивающих в совокупности минимальную погрешность обработки и повышенную производительность.

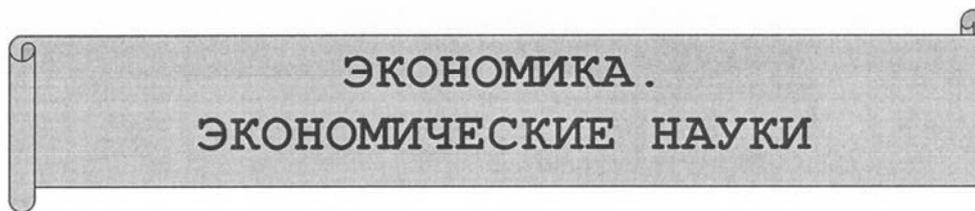
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маталин, А. А. Технология машиностроения / А. А. Маталин. – Москва: Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Шатуров, Д. Г. Технологические особенности чистовой токарной обработки валов: монография / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, А. А. Жолобов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т. – 2015. – 192 с.
3. Бобров, В. Ф. Основы теории резания металлов / В. Ф. Бобров. – Москва: Машиностроение, 1979. – 344 с.
4. Шелег, В. К. Анализ и выбор рациональных режимов резания твердосплавным инструментом при точении валов / В. К. Шелег, Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Наука и техника. – 2018. – Т. 17, № 1. – С. 14–20.
5. Шатуров, Д. Г. Ресурс работы лезвийного инструмента при обработке / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 90–98.
6. Справочник технолога машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – Москва: Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 496 с.
7. Способ обработки N_z заготовки валов на токарном станке с числовым программным управлением: пат. ВУ 22237 / Д. Г. Шатуров, Г. Ф. Шатуров, А. А. Жолобов, М. В. Панков. – Опубл. 26.07.2018.

Статья сдана в редакцию 25 октября 2021 года

Денис Геннадьевич Шатуров, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Denis Gennadyevich Shaturov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.



DOI: 10.53078/20778481_2021_4_104

УДК 338.2

Т. Ф. Ращенья, Е. А. Галанченко

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРУДА И ЗАРАБОТНАЯ ПЛАТА В РЕГИОНАХ БЕЛАРУСИ. ИНДИКАТОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАДИИ ЭКОНОМИЧЕСКОГО РОСТА

T. F. Rashchenya, E. A. Galanchenko

LABOR PRODUCTIVITY AND WAGES IN THE REGIONS OF BELARUS. INDICATORS FOR DETERMINING THE STAGE OF ECONOMIC GROWTH

Аннотация

Рассматриваются статистические данные динамики заработной платы и производительности труда по регионам Беларуси. Проведен сравнительный анализ между регионами, после чего с помощью корреляционного анализа было проверено наличие и характер связи между рассматриваемыми показателями. На основе этого было проверено влияние характера отношения между реальной заработной платой и производительностью труда на другие экономические показатели.

Ключевые слова:

реальная заработная плата, производительность труда, рынок труда, регионы Беларуси, корреляционный анализ, качественный рост.

Для цитирования:

Ращенья, Т. Ф. Производительность труда и заработная плата в регионах Беларуси. индикаторы для определения стадии экономического роста / Т. Ф. Ращенья, Е. А. Галанченко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 104–113.

Abstract

The paper considers statistical data on the dynamics of wages and labor productivity in the regions of Belarus. A comparative analysis of the regions has been carried out, followed by checking the presence and nature of relationship between the indicators under consideration by means of a correlation analysis. Based on this, the influence of the nature of relationship between real wages and labor productivity on other economic indicators has been tested.

Keywords:

real wages, labor productivity, labor market, regions of Belarus, correlation analysis, qualitative growth.

For citation:

Rashchenya, T. F. Labor productivity and wages in the regions of Belarus. indicators for determining the stage of economic growth / T. F. Rashchenya, E. A. Galanchenko // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 104–113.

Введение

Рынок труда – это составная часть структуры рыночной экономики, на которой формируется спрос и предложение труда, устанавливается определенный объем занятости и уровень оплаты труда. Рынок труда несет очень важную социальную функцию; так, на долю заработной платы приходится около 64,8 % от общего объема денежных доходов населения (на 2020 г.).

При формировании государственной политики в области заработной платы необходимо отталкиваться от некоторых показателей, одним из которых является соотношение темпов роста заработной платы и производительности труда. Мнение о том, что рост заработной платы не должен превышать роста производительности труда имеет место в научных публикациях, нормативных документах, планах развития стран и предприятий, рекомендациях национальных и международных институтов.

Постановлением Совета Министров Республики Беларусь № 744 «Об оплате труда работников» закреплён «главный принцип эффективной работы организации» – недопущение опережающих темпов роста заработной платы над темпами роста производительности труда, т. е. повышение размеров заработной платы осуществляется только при условии, что рост производительности труда будет выше, чем рост заработной платы. Такое решение было вызвано из-за озабоченности значительным разрывом в темпах роста реальной заработной платы и производительности труда. Это дало значительные результаты: в кризисное время падение реальной зарплаты объяснимо, но и после него расхождение в части регионов заметно уменьшилось.

В соответствии с постановлением Совета Министров от 16 апреля 2020 г. № 234 рост номинальной заработной платы на государственных предприятиях и организациях временно не будет

привязан к росту производительности труда [1]. Такое решение было вызвано деятельностью Федерации профсоюзов Беларуси. Кроме того, в данный момент правительство проводит политику по повышению заработной платы работников бюджетной сферы. Возникает вопрос об обоснованности и потенциальной опасности такого решения.

Цель исследования – оценить наличие связи и расхождение показателей роста реальной заработной платы и производительности труда, проанализировать их влияние на другие индикаторы экономического роста.

Основная часть

Рост реальной заработной платы более показателен, чем номинальная зарплата, демонстрирует изменение благосостояния населения и изменение реальных издержек нанимателей. В течение рассматриваемого периода (2012–2020 гг.) произошел значительный рост реальной заработной платы (в среднем ее ежегодный прирост составлял 7,6 %) [2]. Это изменение не было равномерным: после значительного увеличения реальной зарплаты в 2012 г. произошло замедление ее роста, в 2014 г. наблюдается падение с +1,3 % до –3,8 % в 2016 г. (рис. 1).

В 2017 г. рост заработной платы в Республике Беларусь вышел в положительную плоскость. Данная тенденция наблюдалась почти во всех регионах.

Если обратить внимание на изменение производительности труда за данный период, то можно заметить, что она имеет схожие тенденции, однако изменяется со значительно меньшей амплитудой. На рис. 2 представлена динамика реальной заработной платы и производительности труда в Республике Беларусь.

По рис. 2 можно предположить, что между динамикой реальной заработной платы и производительности труда существует связь, однако их изменение

происходит в разных пропорциях: рост реальной заработной платы почти во всем рассматриваемом периоде превышал рост производительности труда.

Динамика прироста производительности труда ТП и коэффициент К,

равный отношению темпа прироста реальной заработной платы к темпу прироста производительности труда за аналогичный период по регионам, представлены на рис. 3.

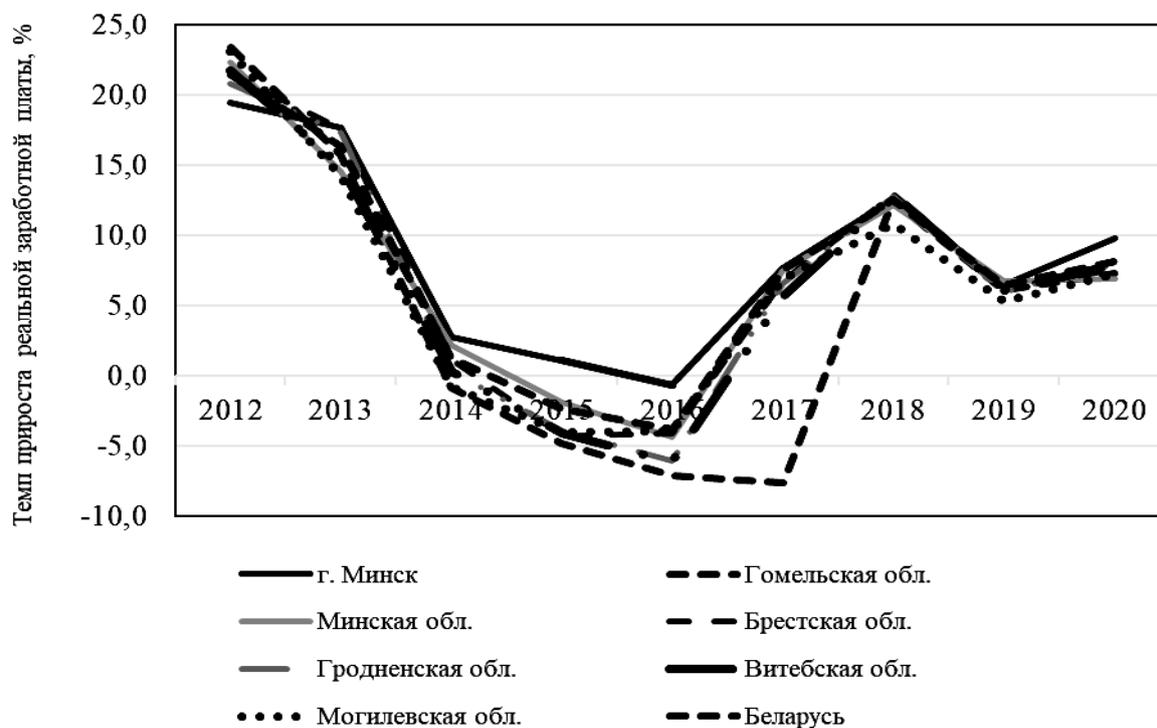


Рис. 1. Динамика прироста реальной заработной платы по отношению к предыдущему году по регионам Республики Беларусь



Рис. 2. Динамика прироста реальной заработной платы и производительности труда в Республике Беларусь

Год	г. Минск		Гомельская область		Минская область		Брестская область		Гродненская область		Витебская область		Могилевская область	
	ТПп, %	К	ТПп, %	К	ТПп, %	К	ТПп, %	К	ТПп, %	К	ТПп, %	К	ТПп, %	К
2012	-3,2	-6,1	4,7	5,0	6,4	3,5	3,4	6,3	4,9	4,2	9,7	2,2	5,7	4,1
2013	1,2	14,8	2,1	7,5	3,8	3,8	3,5	5,0	4,9	3,6	0,0	–	-0,6	-23,7
2014	0,8	3,5	3,7	-0,2	5,0	0,4	2,2	0,5	5,5	0,1	3,8	0,1	-0,3	2,7
2015	-3,6	-0,3	-2,7	1,8	-1,3	1,5	-3,2	1,3	-4,9	0,8	-3,6	1,1	-2,5	1,6
2016	-2,2	0,3	-2,2	3,2	0,0	–	1,2	-3,4	1,3	-4,6	-2,6	2,3	-0,3	13,0
2017	3,1	2,5	4,6	-1,7	6,1	1,2	4,8	1,4	4,7	1,4	3,7	1,5	3,0	2,3
2018	4,9	2,6	2,6	4,8	2,5	4,9	3,1	4,2	5,4	2,4	4,2	3,1	2,6	4,2
2019	-0,8	-8,1	1,0	6,1	4,6	1,5	3,8	1,7	0,6	10,0	1,0	6,1	0,9	5,9
2020	-1,6	-6,1	-0,1	-73,0	0,3	23,0	-0,3	-25,3	0,0	–	-1,0	-8,0	1,8	4,1

Рис. 3. Динамика прироста производительности труда и коэффициента прироста реальной заработной платы к приросту производительности труда по регионам Республики Беларусь

Превышение показателя прироста реальной заработной платы над приростом производительности труда характерно для всех регионов. Наблюдается расхождение показателей динамики реальной заработной платы и производительности труда по коэффициенту К по регионам Беларуси (отрицательный показатель, помечен серым цветом). Превышение роста производительности труда над ростом реальной заработной платы (или меньшее падение), отмеченное светлым цветом, характерно для кризисного времени в экономике (2014–2016 гг.). Расхождение в динамике рассматриваемых показателей характерно в большей степени для г. Минска и Гомельской области. В г. Минске при расхождении роста производительности труда и заработной платы характерен рост реальной заработной платы и уменьшение производительности труда.

Можно отметить, что по международному стандарту, применяемому в практике стран Европейского союза в течение длительного периода, на 1 % прироста производительности труда

реальная заработная плата прирастает в среднем на 0,6 %...0,7 %.

Связь между динамикой заработной платы и производительности труда

Необходимо проверить, существует ли статистически значимая связь между динамикой реальной заработной платы и производительности труда в республике и по отдельным регионам, а также насколько она сильна.

На рис. 4–7 представлены корреляционные поля рассматриваемых показателей, линии тренда и коэффициенты детерминации, позволяющие оценить отклонения зависимости между данными показателями в регионах от линейных (при линейной зависимости $|R^2| = 1$) по регионам Республики Беларусь. По линии тренда наблюдается некоторая положительная связь, что подтверждается теоретически. По коэффициенту детерминации R^2 можно определить рассеивание точек наблюдения относительно линейной линии регрессии, т. е. наличие линейной связи между переменными.

Наименьшее значение данного коэффициента можно наблюдать в г. Минске и Гомельской области, что

может говорить о наличии слабой линейной связи между рассматриваемыми переменными.

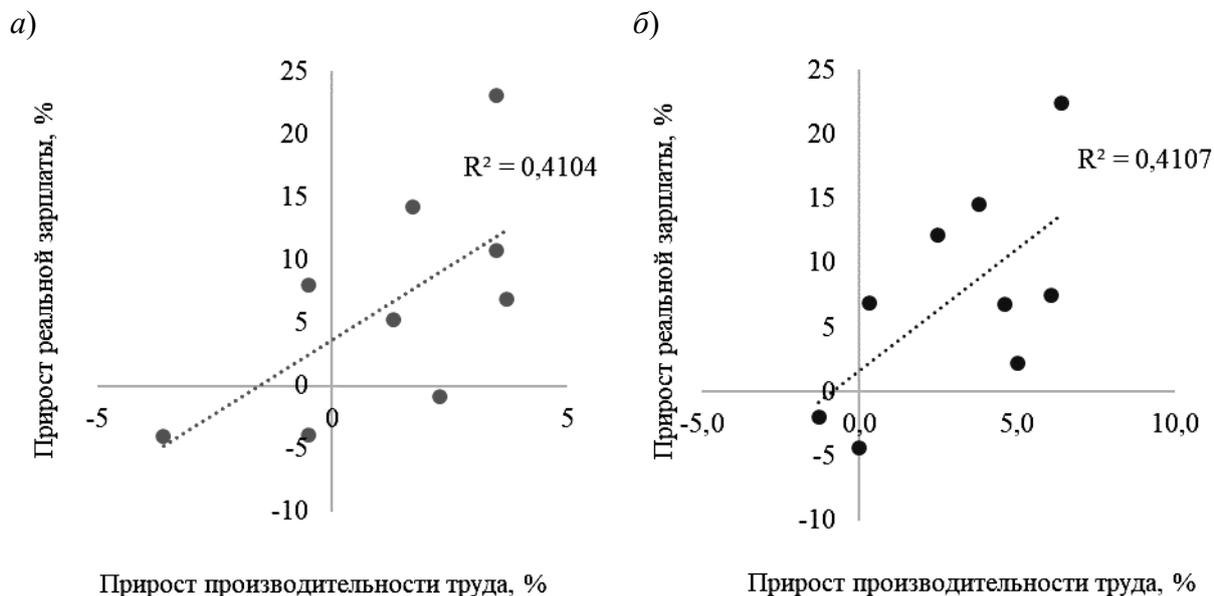


Рис. 4. Связь между темпами прироста реальной заработной платы и производительности труда по Республике Беларусь (а) и Минской области (б)

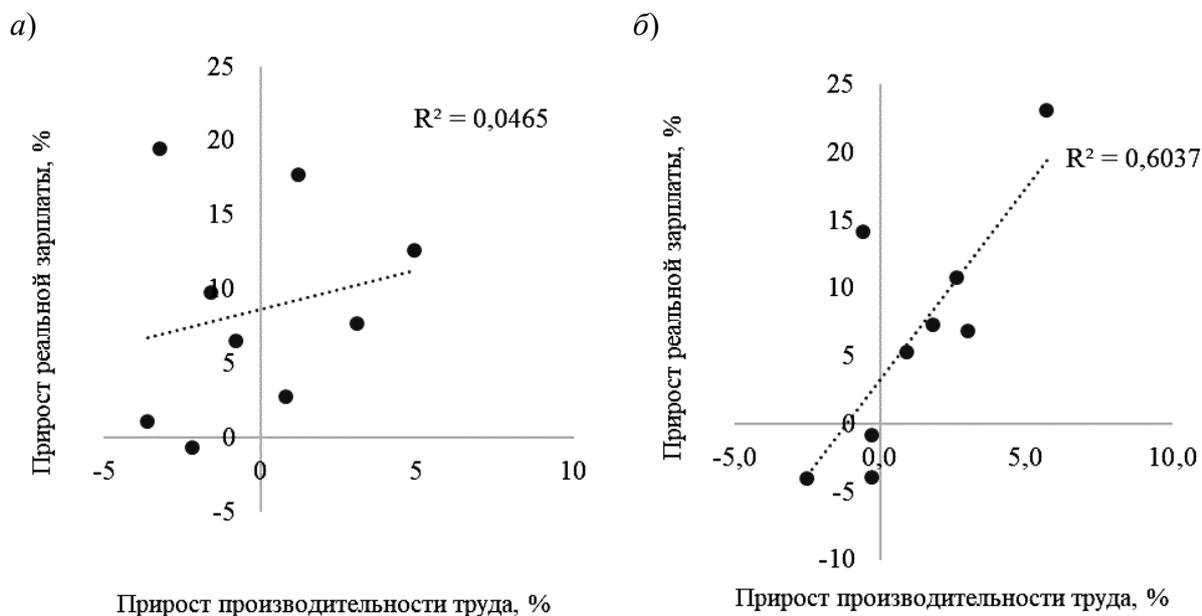


Рис. 5. Связь между темпами прироста реальной заработной платы и производительности труда по г. Минску (а) и Могилевской области (б)

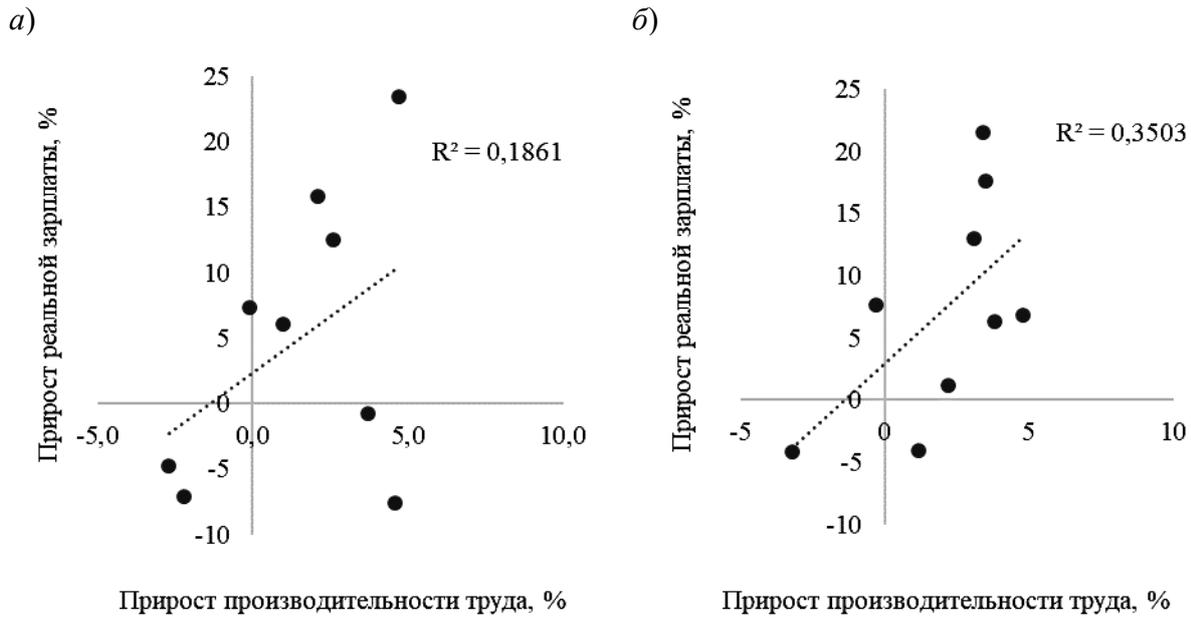


Рис. 6. Связь между темпами прироста реальной заработной платы и производительности труда по Гомельской (а) и Брестской (б) областям

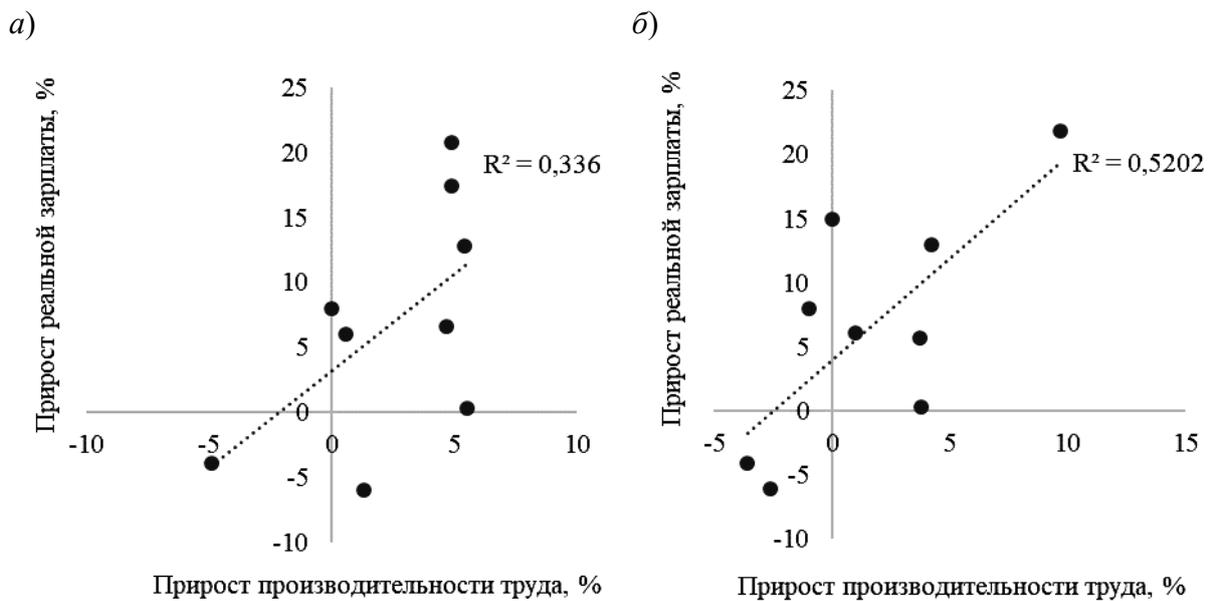


Рис. 7. Связь между темпами прироста реальной заработной платы и производительности труда по Гродненской (а) и Витебской (б) областям

Стоит заметить, что коэффициент детерминации по другим регионам и по республике в целом также недостаточно высок, что в нашем случае говорит о необходимости включить в регрессион-

ную модель дополнительные объясняющие переменные для построения качественного регрессионного уравнения.

Однако перед нами стоит задача проверить статистическую значимость

связи только между двумя рассматриваемыми переменными, а также сравнить ее силу между регионами, для чего бу-

дет использован коэффициент корреляции (табл. 1).

Табл. 1. Коэффициент корреляции между приростом реальной заработной платы и приростом производительности труда по регионам Республики Беларусь

Регион	Корреляция r	$T_{\text{набл}}$
г. Минск	0,22	0,55
Минская область	0,64	2,04
Могилевская область	0,78	3,05
Гомельская область	0,43	1,17
Брестская область	0,59	1,79
Гродненская область	0,58	1,74
Витебская область	0,72	2,54

Математически коэффициент корреляции равен квадратному корню из коэффициента детерминации, поэтому ранговое соотношение данного показателя между регионами будет соответствующим. Самая слабая корреляция характерна для г. Минска и Гомельской области, для всех остальных областей и в среднем по республике коэффициент корреляции говорит о средней тесноте связи.

Помимо сравнения коэффициентов корреляции необходимо найти их статистическую значимость, для чего будет поставлена нулевая гипотеза о равенстве нулю коэффициента корреляции, альтернативной будет выступать гипотеза о том, что коэффициент больше нуля. Для проверки будет рассчитан t -критерий Стьюдента (в табл. 1 – $T_{\text{набл}}$).

По результату проверки можно сказать, что статистически значимая корреляция характерна только для Могилевской и Витебской областям, для которых характерна средняя теснота связи. Стоит заметить, что именно эти регионы по результатам исследования Центра ИПМ были признаны наименее конкурентоспособными в республике, хотя их рынок труда относительно дру-

гих регионов был оценен как средний по республике.

Причины и последствия расхождения между ростом заработной платы и производительности труда для экономики Беларуси

Среди негативных последствий, к которым может привести превышение роста заработной платы над ростом производительности труда для экономики, выделяют:

- сокращение прибыльности предприятий, а значит и уменьшение собственных средств как источника инвестиций, снижение инвестиционной привлекательности, и/или увеличение удельного веса убыточных предприятий;
- ускорение инфляционных процессов.

Кроме того, рост доходов населения при снижении инвестиций может привести к перераспределению доходов в экономике, росту внутреннего спроса, который не может быть обеспечен предложением, и, соответственно, к росту импорта. Необходимо проверить, действительно ли превышение темпов роста за-

рабочей платы над темпами роста производительности труда приводит к данным негативным последствиям.

Результаты корреляционного анализа данных по республике в целом и по отдельным регионам показал, что существует незначительная отрицательная связь между превышением темпов роста реальной заработной платы над темпами роста производительности труда и увеличением *удельного веса убыточных предприятий* (не считая Могилевскую область, где корреляция оказалась положительной средней тесноты и значимой). Была обнаружена слабая корреляция между рассматриваемым расхождением и динамикой *рентабельности продаж*. Динамика *инвестиций в основной капитал* по республике имеет тенденцию к увеличению с 154 442,4 млрд р. до деноминации в 2012 г. до 28 715,8 млн р. в 2020 г., не считая спада в 2014–2016 гг. При этом в структуре источников инвестиций наблюдается медленное увеличение *доли собственных средств* с 40 % в 2012 г. до 42,2 % в 2020 г. [2].

Корреляционный анализ показал, что наблюдаемое превышение не способствует ускорению инфляционных процессов (связь слабая), не является определяющим фактором в замедлении роста ВВП. Как и ожидалось, увеличение расхождения роста заработной платы над производительностью труда способствует перераспределению ВВП между лицами наемного труда и собственниками прочих факторов производства. Так, если проанализировать структуру ВВП по первичным доходам, можно заметить тренд к увеличению доли оплаты труда работников и уменьшения доли валовой прибыли и смешанных доходов, что, однако, не свидетельствует об уменьшении их значений в абсолютном выражении. Так, например, в 2012 г. это соотношение составляло 43,4 % и 42,9 %, а в 2019 г. – 48,7 % и 37,0 %. Такое пере-

распределение может свидетельствовать об изменении типа воспроизводства, при котором ведущими его факторами становятся не земля, деньги, физический капитал и физический труд, а человеческий, интеллектуальный, социальный капитал, неотделимый от его носителя – человека.

Можно сделать вывод, что рост заработной платы опережающими темпами по сравнению с производительностью труда не обосновывает напрямую убыточность организаций, слабо связан с рентабельностью продаж, не способствует сокращению инвестиций, в т. ч. за счет собственных средств, нарушению сбалансированности между товарным и денежным рынком, т. е. не подрывает экономического роста. Однако изменение этого разрыва способствует перераспределению доходов между факторами производства.

Этот парадокс В. Н. Комков раскрыл в своем исследовании «Качество экономического роста в Республике Беларусь» от 2011 г. Для объяснения он разложил динамику реальной заработной платы на три составляющие: изменение численности занятых и фондовооруженности труда (экстенсивные факторы), изменение эффективности производства (фактор эффективности / качественный фактор). *Рост эффективности производства на уровне предприятия отражается через рост производительности труда, увеличение фондоотдачи и повышение эффективности накопления; на макроуровне – через повышение уровня удельного потребления (непроизводственного потребления на одного занятого), рост интенсивности воспроизводства капитала и увеличение показателя чистого экспорта (в процентах от ВВП).*

На основе анализа по факторной структуре прироста реального ВВП в период с 2001 г. до 2008 г. В. Н. Комков показал, что прирост ВВП в республике обеспечивается в первую очередь

за счет повышения фактора эффективности. Это, в свою очередь, является предпосылкой для отнесения экономического роста Республики Беларусь к прогрессивному (высокоэффективному) росту. Так, в условиях высокоэффективного роста ускоренное повышение оплаты труда (и вообще доходов населения, которые в значительной мере коррелируют с ней) не угрожает нежелательными инфляционными последствиями и вместе с тем создает объективные предпосылки для формирования динамичного внутреннего спроса на потребительские товары, дает возможность для дальнейшего наращивания объема производства и роста занятости. Вместе с тем дорогая рабочая сила является важным фактором, обеспечивающим высокие темпы технологической модернизации, что способствует росту эффективности производства. При этом быстро растущий спрос должен быть удовлетворен без ущерба для накопления, способного обеспечить стабильные темпы роста фондовооруженности; в противном случае результатом ускоренного роста заработной платы могут стать снижение интенсивности накопления или инфляционный рост цен со всеми вытекающими последствиями [3].

Безусловное требование опережения роста производительности труда над ростом заработной платы ограничивает становление новых источников экономического роста, т. е. накоплений, рассматривает вложения в них как затраты, а не как инвестиции, тормозит переход к постиндустриальному типу воспроизводства в Беларуси [4].

В результате проведенного исследования можно сделать следующие **выводы**:

– в течение рассматриваемого периода (2012–2020 гг.) характер изменения реальной заработной платы и производительности труда были схожи, од-

нако реальная заработная плата росла кратными опережающими темпами (не считая кризисного периода 2014–2016 гг., когда реальная зарплата упала сильнее, чем производительность труда);

– статистически значимая и достаточно сильная корреляция между ростом реальной заработной платы и производительности труда наблюдалась только в наименее конкурентоспособных регионах: Могилевской и Витебской областях;

– расхождение в показателях роста заработной платы и производительности труда в 2012–2020 гг. не определяло эффективность функционирования рынка труда;

– значительное опережение роста реальной заработной платы над ростом производительности труда не обязательно является негативным явлением, однако способствует перераспределению доходов между факторами производства. Для этого необходимо, чтобы растущий в результате этого расхождения внутренний спрос не шел в ущерб накоплению, способного обеспечить стабильные темпы роста фондовооруженности.

На основе проведенного анализа можно сказать, что на данный момент Республика Беларусь находится в состоянии качественного экономического роста, способного обеспечить повышение благосостояния граждан без негативных последствий для производства, однако необходимо корректировать стратегию роста. Новая парадигма должна ориентироваться не на объемные показатели роста ВВП и накопленного капитала, а на критерии показателей эффективности, предназначенные для оценки качества экономического роста как степень изменения материальных возможностей для реализации социально-экономических целей общества.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. В Беларуси рост зарплат временно отвязали от производительности труда [Электронный ресурс] // 1Prof.by. – Режим доступа: <https://1prof.by/news/v-strane/v-belarusi-rost-zarplat-vremenno-otvyazali-ot-proizvoditelnosti-truda/>. – Дата доступа: 27.03.2021.
2. Национальный статистический комитет Республики Беларусь [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://belstat.gov.by/>. – Дата доступа: 25.03.2021.
3. **Комков, В. Н.** Качество экономического роста в Республике Беларусь / В. Н. Комков // Банковский вестник. – 2011. – № 29.
4. **Власенко, М. Н.** Количественный рост не ведет к качественным изменениям в экономике / М. Н. Власенко // Исследовательский центр ИПМ. – 2018.

Статья сдана в редакцию 24 сентября 2021 года

Татьяна Федоровна Рашеня, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: tat820@yandex.ru.

Екатерина Андреевна Галанченко, студент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: galthonok25@jmail.ru.

Tatyana Fedorovna Rashchenya, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: tat820@yandex.ru.

Ekaterina Andreevna Galanchenko, student, Belarusian-Russian University. E-mail: galthonok25@jmail.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2021_4_114

УДК 339.9

Т. В. Романькова

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ТРАНСПОРТНОГО ПОТЕНЦИАЛА ОБЛАСТЕЙ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

T. V. Romankova

METHODOLOGICAL ASPECTS OF ASSESSING THE LEVEL OF TRANSPORT POTENTIAL DEVELOPMENT IN THE REGIONS OF THE REPUBLIC OF BELARUS

Аннотация

В статье рассмотрена сущность транспортного потенциала областей Республики Беларусь. Обоснованы и систематизированы показатели оценки транспортного потенциала регионов. Оценен уровень развития транспортного потенциала в областном разрезе. Выполнено ранжирование регионов Республики Беларусь на основании сравнительной оценки развития транспортного потенциала. Обоснована целесообразность развития транспортного потенциала Могилевской области и предложены направления его наращивания.

Ключевые слова:

потенциал, транспорт, показатели, транспортная доступность и обеспеченность, густота транспортной сети, грузооборот, объем груза.

Для цитирования:

Романькова, Т. В. Методические аспекты оценки уровня развития транспортного потенциала областей Республики Беларусь / Т. В. Романькова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 4 (73). – С. 114–122.

Abstract

The paper deals with the essence of transport potential of the regions of the Republic of Belarus. The indicators for assessing the transport potential of the regions have been substantiated and systematized. The level of the development of transport potential in the regional context has been assessed. The ranking of the regions of the Republic of Belarus has been carried out based on a comparative assessment of the transport potential development. The paper substantiates the expediency of the transport potential development in the Mogilev region and proposes the directions of its growth.

Keywords:

potential, transport, indicators, transport accessibility and security, density of the transport network, freight turnover, cargo volume.

For citation:

Romankova, T. V. Methodological aspects of assessing the level of transport potential development in the regions of the Republic of Belarus / T. V. Romankova // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 4 (73). – P. 114–122.

Введение

Проблемой изучения и оценки транспортного потенциала занимались

зарубежные и отечественные авторы, т. к. он является структурным элементом логистического потенциала и оказывает влияние на результаты функцио-

нирования отраслей экономики, социально-экономическое положение области и качество жизни населения, поэтому необходимо уточнить понятие, обобщить показатели, включаемые в методику его оценки и предложить направления развития.

Проведенный сравнительный анализ понятия «транспортный потенциал» позволяет выделить определение, представленное Н. Ю. Сандаковой «это совокупность транспортных ресурсов (средств, систем и инфраструктуры), а также организационных механизмов и процессов их использования, определяющих возможности коммуникативного обслуживания социально-экономического развития региона в стратегическом периоде» [5]. Эта трактовка является наиболее полной, комплексной и четко описывает данную категорию.

Основная часть

Для оценки транспортного потенциала страны (региона) учеными предлагается использовать следующие показатели:

1) густота железнодорожной сети или автомобильных дорог рассчитывается следующим образом [2, 3]:

– по площади территории:

$$d_s = \frac{1000L_{\text{э}}}{S}, \quad (1)$$

где $L_{\text{э}}$ – эксплуатационная длина железнодорожной сети, км; S – площадь территории, км².

При равной площади областей потребность в транспорте будет больше в той из них, где больше численность населения;

– исходя из численности области населения (страны):

$$d_{\text{н}} = \frac{10000L_{\text{э}}}{H}, \quad (2)$$

где H – численность населения, чел.

Для обобщенной характеристики транспортной обеспеченности территории применяется формула Э. Энгеля густоты сети с учетом площади и численности населения:

$$d_{\text{э}} = \frac{L_{\text{э}}}{\sqrt{SH}}. \quad (3)$$

Ю. И. Успенский модифицировал формулу Э. Энгеля, введя в знаменатель объем предъявляемых к перевозке грузов, т. к. было выявлено, что при одинаковой численности населения и площади территории потребность в перевозках может быть различна в зависимости от структуры, объемов и размещения производства:

$$d_{\text{э}} = \frac{L_{\text{э}}}{\sqrt[3]{SHQ}}, \quad (4)$$

где Q – объем перевезенных грузов, тыс. т.

Аналогично рассчитываются показатели:

– густоты или плотности автомобильных дорог на основании эксплуатационной длины автомобильных дорог, площади и численности населения;

– водных путей сообщения на основании длины судоходных рек, расположенных на территории района, области, страны, площади оцениваемой территории;

– густоты трубопроводного транспорта на основании эксплуатационной длины магистральных газопроводов, нефтепроводов и нефтепродуктопроводов.

Вышеперечисленные показатели являются важными индикаторами уровня обеспеченности территорий путями сообщений различных видов транспорта. Для определения уровня комплексного показателя густоты сети различных видов транспорта d_k Л. И. Василев-

ский предложил учитывать приведенную длину путей сообщения $L_{ПРИВ}$ и обжитую площадь S рассматриваемого района, области, страны [3]:

$$d_{Ki} = \frac{L_{ПРИВi}}{\sqrt[3]{S_i H_i Q_i}}, \quad (5)$$

где S_i – площадь территории, км².

Л. И. Василевский предложил следующие коэффициенты приведения транспортных линий к 1 км железных дорог с учетом сопоставимых уровней их пропускной и провозной способности:

- 1) для усовершенствованной автомагистрали – 0,45;
- 2) для автодороги с обычным твердым покрытием – 0,15;
- 3) для речного пути – 0,25;
- 4) для магистрального газопровода – 0,30;
- 5) для нефтепровода среднего диаметра – 1,0.

Относительными показателями густоты путей сообщения являются те, которые учитывают отношение удельного приведенного грузооборота к 1000 км² площади, 10000 жителей и 1000 т перевезенной в регионе продукции соответственно:

$$d_S^{ГР} = \frac{\sum PL_{ПРИВ}}{S}; \quad (6)$$

$$d_{\mathcal{E}}^{ГР} = \frac{\sum PL_{ПРИВ}}{\sqrt{HS}}; \quad (7)$$

$$d_{Ki}^{ГР} = \frac{\sum PL_{ПРИВi}}{\sqrt[3]{S_i H_i Q_i}}, \quad (8)$$

где $PL_{ПРИВi}$ – приведенный грузооборот i -го региона, т·км.

Макроэкономическим показателем, характеризующим уровень транспортного обслуживания области, является объем приведенного грузооборота области в тонно-километрах, приходя-

щийся на 1 р. (1 долл.) валового регионального продукта (ВРП) области:

$$d_{Mi}^{ОБЛ} = \frac{\sum PL_{ПРИВi}}{ВРП_i}, \quad (9)$$

где $ВРП_i$ – валовой региональный продукт i -й области, млн р.

Представленные выше показатели характеризуют транспортную обеспеченность и доступность территории страны или региона. Применение всех показателей в методике оценки транспортного потенциала нецелесообразно, т. к. они дублируют друг друга. Поэтому предлагается в методику включить:

- 1) уровень комплексного показателя густоты сети различных видов транспорта (см. формулу (5));
- 2) относительный показатель густоты путей сообщения (см. формулу (8));
- 3) макроэкономический показатель, характеризующий уровень транспортного обслуживания области (см. формулу (9)).

При этом необходимо отметить, что данный подход требует дополнения, т. к. под потенциалом понимается совокупность всех имеющихся возможностей, то и оценивать его целесообразно по имеющимся возможностям и реализации этих возможностей, т. е. по двум параметрам: уровням развития и реализации (рис. 1).

Таким образом, для установления уровня развития транспортного потенциала областей дополнительно будут включены:

- 1) показатели наличия транспортных средств в организациях и в личной собственности граждан (грузовые автомобильные транспортные средства и автобусы, используемые для оказания транспортных услуг);

- 2) показатели наличия транспортных организаций в области.

Установление уровня развития транспортного потенциала областей

Республики Беларусь заключается в расчете и сопоставлении вышеобоснованных показателей.

Исходные данные для расчета показателей за 2019 г. представлены в табл. 1 [4].

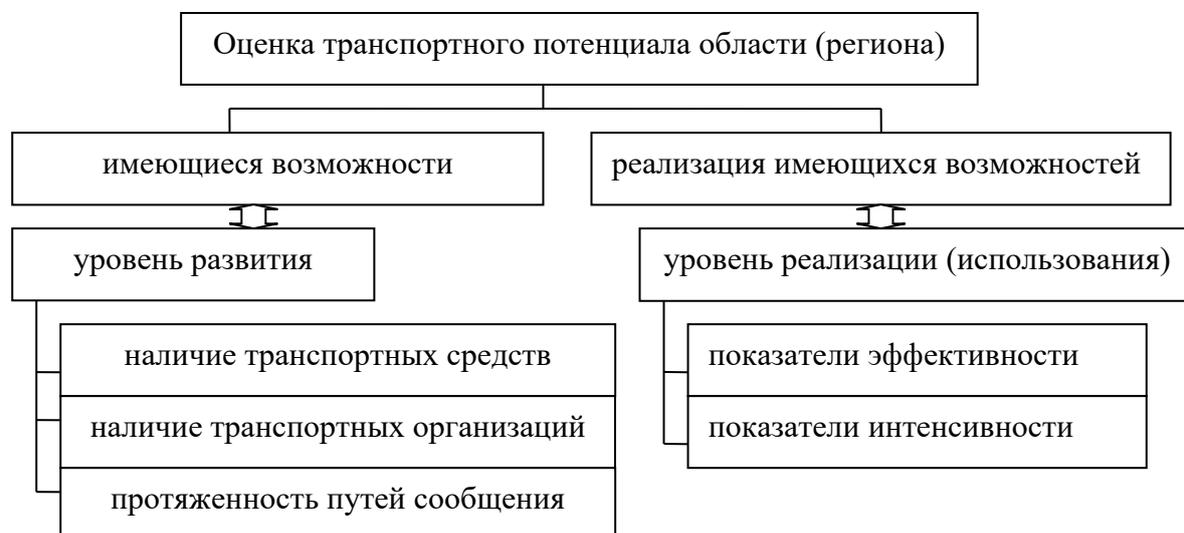


Рис. 1. Направления оценки транспортного потенциала региона

Табл. 1. Исходные данные по областям Республики Беларусь

Показатель оценки транспортного потенциала	Могилевская область	Минская область	Брестская область	Витебская область	Гомельская область	Гродненская область
Эксплуатационная длина железных дорог, км	817,3	870,3	1013,4	1190,8	910,6	677,4
Эксплуатационная длина автомобильных дорог с твердым покрытием, км	11 693	21 042	12 805	16 719	12 952	13 700
Общий объем перевезенных грузов, млн т	22,5	118,7	24,9	22,2	85,1	24,9
Численность населения, тыс. чел.	1 024,8	3 489,5	1 348,1	1 135,7	1 388,5	1 026,8
Площадь региона, тыс. км ²	29,1	40,1	32,8	40,1	40,4	25,1
Валовой региональный продукт, млн р.	8 458,7	51 032,2	11 520,5	9 073,5	12 304,3	10 070,3
Транспортные средства, используемые для перевозки, шт.	75 348	230 256	138 193	80 993	99 667	102 226
Число транспортных организаций, шт.	1 008	5 189	1 518	1 097	1 111	1 358

Относительные показатели, рассчитанные по формулам (5), (8), (9) в областном разрезе Республики Беларусь за 2019 г., сведены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, показатели,

принятые в расчет, имеют разные единицы измерения, поэтому для получения однозначного вывода и сравнения оцениваемые показатели необходимо преобразовать.

Табл. 2. Показатели оценки развития транспортного потенциала областей Республики Беларусь

Показатель оценки транспортного потенциала	Брестская область	Витебская область	Гомельская область	Гродненская область	Минская область	Могилевская область	Значения показателей	
							min	max
Комплексный показатель густоты сети различных видов транспорта, км	28,415	36,85	16,946	31,676	15,782	29,386	15,782	36,85
Относительный показатель густоты путей сообщения, т·км	54,116	50,194	194,048	39,856	146,488	24,571	24,571	194,048
Объем приведенного грузооборота области, т·км/1 млн р. ВРП	0,485	0,555	2,655	0,341	0,732	0,251	0,251	0,732
Количество транспортных средств, шт.	138 193	80 993	99 667	102 226	230 256	75 348	75 348	230 256
Число транспортных организаций, шт.	1 518	1 097	1 111	1 358	5 189	1 008	1 008	5 189

Преобразование будет осуществляться по методу стандартизации (нормирования) согласно подходу, Т. Н. Агаповой и О. А. Шиховой с использованием следующей формулы [1]:

$$I_{НОРМ} = \frac{I_{ФАКТ} - I_{\min}}{I_{\max} - I_{\min}}, \quad (10)$$

где $I_{НОРМ}$ – нормированное значение

показателя; I_{\min} – минимальное значение показателя; I_{\max} – максимальное значение показателя.

Максимальное и минимальное значения выбирается из представленных значений i -го показателя по региону (области) и заносятся в табл. 2.

Пронормированные значения показателей по формуле (10) сведены в табл. 3.

Табл. 3. Пронормированные значения показателей, характеризующих развитие транспортного потенциала областей республики за 2019 г.

Показатель оценки транспортного потенциала	Брестская область	Витебская область	Гомельская область	Гродненская область	Минская область	Могилевская область
Комплексный показатель густоты сети по автомобильному и железнодорожному транспорту	0,600	1,000	0,055	0,754	0,000	0,646
Относительный показатель густоты путей сообщения	0,174	0,151	1,000	0,090	0,719	0,000
Объем приведенного грузооборота области	0,097	0,126	1,000	0,037	0,200	0,000
Количество транспортных средств	0,406	0,036	0,157	0,174	1,000	0,000
Число транспортных организаций	0,122	0,021	0,025	0,084	1,000	0,000

Сравнительная оценка уровня развития транспортного потенциала областей Республики Беларусь будет проводиться путем попарного сопоставления показателей по каждой j -й области (см. табл. 3).

Результаты сравнительной оценки значений показателей, характеризую-

щих уровень развития транспортного потенциала областей, представлены в табл. 4.

На основании данных табл. 4 рассчитывается суммарная оценка развития транспортного потенциала в разрезе областей РБ (табл. 5).

Табл. 4. Сравнительная оценка значений показателей развития транспортного потенциала областей Республики Беларусь

Область	Брестская	Витебская	Гомельская	Гродненская	Минская	Могилевская
Комплексный показатель густоты сети по автомобильному и железнодорожному транспорту						
Брестская	0	0,400	-0,544	0,155	-0,600	0,046
Витебская	-0,400	0,000	-0,945	-0,246	-1,000	-0,354
Гомельская	0,544	0,246	0,000	0,699	-0,055	0,590
Гродненская	-0,155	0,246	-0,699	0,000	-0,754	-0,109
Минская	0,600	1,000	0,055	0,754	0,000	0,646
Могилевская	-0,046	0,354	-0,590	0,109	-0,646	0,000
Относительный показатель густоты путей сообщения						
Брестская	0	0,400	-0,544	0,155	-0,600	0,046
Витебская	-0,400	0,000	-0,945	-0,246	-1,000	-0,354
Гомельская	0,544	0,246	0,000	0,699	-0,055	0,590
Гродненская	-0,155	0,246	-0,699	0,000	-0,754	-0,109
Минская	0,600	1,000	0,055	0,754	0,000	0,646
Могилевская	-0,046	0,354	-0,590	0,109	-0,646	0,000
Объем приведенного грузооборота области						
Брестская	0,000	0,029	0,903	-0,060	0,103	-0,097
Витебская	-0,029	0,000	0,874	-0,089	0,074	-0,126
Гомельская	-0,903	-0,874	0,000	-0,963	-0,800	-1,000
Гродненская	0,060	0,089	0,963	0,000	0,163	-0,037
Минская	-0,103	-0,074	0,800	-0,163	0,000	-0,200
Могилевская	0,097	0,126	1,000	0,037	0,200	0,000
Количество транспортных средств						
Брестская	0,000	-0,369	-0,249	-0,232	0,594	-0,406
Витебская	0,369	0,000	0,121	0,137	0,964	-0,036
Гомельская	0,249	-0,121	0,000	0,017	0,843	-0,157
Гродненская	0,232	-0,137	-0,017	0,000	0,826	-0,174
Минская	-0,594	-0,964	-0,826	-0,826	0,000	-1,000
Могилевская	0,406	0,036	0,174	0,174	1,000	0,000

Окончание табл. 4

Область	Брестская	Витебская	Гомельская	Гродненская	Минская	Могилевская
Число транспортных организаций						
Брестская	0,000	-0,101	-0,097	-0,038	0,878	-0,122
Витебская	0,101	0,000	0,003	0,062	0,979	-0,021
Гомельская	0,097	-0,003	0,000	0,059	0,975	-0,025
Гродненская	0,038	-0,062	-0,059	0,000	0,916	-0,084
Минская	-0,878	-0,979	-0,975	-0,916	0,000	-1,000
Могилевская	0,122	0,021	0,025	0,084	1,000	0,000

Табл. 5. Суммарная оценка развития транспортного потенциала Республики Беларусь в разрезе областей

Область	Брестская	Витебская	Гомельская	Гродненская	Минская	Могилевская
Брестская	0,000	-0,064	0,838	-0,260	1,520	-0,753
Витебская	0,064	0,000	0,902	-0,196	1,584	-0,690
Гомельская	-0,838	-0,902	0,000	-1,098	0,683	-1,591
Гродненская	0,260	0,196	1,098	0,000	1,780	-0,494
Минская	-1,520	-1,584	-0,666	-1,780	0,000	-2,274
Могилевская	0,753	0,690	1,608	0,494	2,274	0,000
Итого	-1,282	-1,663	3,779	-2,840	7,841	-5,801

Как показывают данные табл. 5, суммарные оценки по областям колеблются от положительных значений до отрицательных. Положительные значения суммарных оценок наблюдается в Минской и Гомельской областях, отрицательные – в Брестской, Гродненской, Витебской и Могилевской областях. Следует отметить, что наибольшее минимальное значение суммарной оценки по степени развития транспортного потенциала имеет Могилевская область (минус 5,801 %).

Для наглядности отражения полученных результатов Т. Н. Агапова и О. А. Шихова предлагают представить значения в положительной форме, используя следующую формулу для преобразования [1]:

$$ОЦ_{ПРЕОБР} = ОЦ_{ФАКТ} - ОЦ_{\min}, \quad (11)$$

где $ОЦ_{ФАКТ}$ – фактически полученное значение суммарной оценки; $ОЦ_{\min}$ – минимальное значение из всех рассматриваемых.

Преобразованные в положительный вид суммарные оценки сведены в табл. 6.

Из данных табл. 6 видно, что лучше всего развит транспортный потенциал в Минской, Гомельской, Брестской и Витебской областях, а наименее – в Могилевской области.

Для установления рейтинга областей по уровню развития транспортного потенциала предлагается рассчитать относительную комплексную оценку [1]:

$$ОЦ_K = \frac{ОЦ_{ПРЕОБР}}{ОЦ_{ПРЕОБР}^{\max}} \cdot 100 \%, \quad (12)$$

где $OЦ_{ПРЕОБР}^{max}$ – максимальное значение из преобразованных оценок.

Наглядно уровень развития транс-

портного потенциала областей республики представлен на рис. 2.

Табл. 6. Преобразованные в положительный вид суммарные оценки

Показатель	Брестская область	Витебская область	Гомельская область	Гродненская область	Минская область	Могилевская область
Суммарные оценки	4,519	4,138	9,580	2,961	13,642	0,000

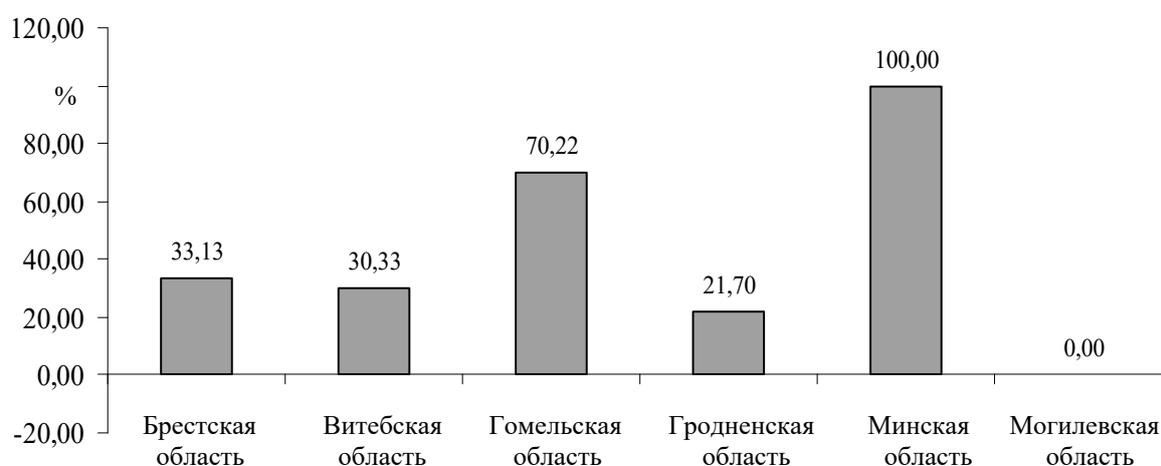


Рис. 2. Уровень развития транспортного потенциала областей РБ

Заключение

Результаты расчетов показывают, что более высокий уровень развития транспортного потенциала наблюдается в Минской области. Это обусловлено тем, что г. Минск со своей развитой транспортной инфраструктурой относится к Минской области. Могилевская область по данному показателю занимает последнее место в общем рейтинге.

Таким образом, предлагаются направления развития транспортного потенциала Могилевской области в следующих проекциях:

1) повышение объема перевозок грузов Могилевской областью:

– использование передовых

технологий при перевозке грузов;

– развитие конкуренции на транспорте;

– формирование рынка конкурентоспособных транспортных услуг;

– развитие речного транспорта Могилевской области;

2) рост ВРП:

– рост числа промышленных предприятий Могилевской области;

– повышение деловой активности организаций Могилевской области;

– снижение затрат на рубль произведенной продукции;

– рост уровня заработной платы;

– повышение инвестиционной привлекательности региона.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Агапова, Т. Н.** Сравнительная комплексная оценка состояния регионов Северо-Западного федерального округа / Т. Н. Агапова, О. А. Шихова // Региональная экономика: теория и практика. – 2006. – № 12 (39). – С. 31–41.
2. **Ивуть, Р. Б.** Развитие транзитного потенциала Республики Беларусь в условиях формирования её транспортно-логистической системы / Р. Б. Ивуть, А. Ф. Зубрицкий, А. С. Зиневич // Новости науки и технологий. – 2015. – № 1. – С. 19–33.
3. **Никольский, И. В.** Избранные труды / И. В. Никольский. – Смоленск: Ойкумена, 2009. – 332 с.
4. Транспорт и связь в Республике Беларусь: стат. сб. – Минск: Нац. стат. ком. Респ. Беларусь, 2020. – 114 с.
5. **Сандакова, Н. Ю.** Место и роль транспортной системы в социально-экономическом развитии региона / Н. Ю. Сандакова // Вестн. ВСГУТУ. – 2013. – № 1 (40). – С. 95–101.

Статья сдана в редакцию 24 сентября 2021 года

Татьяна Васильевна Романькова, канд. экон. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-29-336-18-14. E-mail: romankova.by@mail.ru.

Tatiana Vasilyevna Romankova, PhD (Economics), Associate Prof., Belarussian-Russian University.
Tel.: +375-29-336-18-14. E-mail: romankova.by@mail.ru.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(73) 2021

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

В. П. Бабичева

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр-т Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212022, г. Могилев. Телефон: 23-00-07, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 30.11.2020. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 14,41. Уч.-изд. л. 7,69. Тираж 100 экз. Заказ 5101.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.