

# ВЕСТНИК

*Белорусско-Российского университета*

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

*Периодичность – 4 раза в год*

1(66) 2020

---

## СОДЕРЖАНИЕ

### МАШИНОСТРОЕНИЕ

<b>АНТИПЕНКО Г. Л.</b> Диагностика сцепления механической трансмиссии автомобиля .....	4
<b>БАРАН О. А.</b> Особенности расчёта болтовой конструкции составного червячного колеса с биметаллическим венцом .....	16
<b>ЕМЕЛЬЯНОВ С. Н., ПОПКОВСКИЙ В. А.</b> Повышение прочностных показателей сварных точечных соединений .....	26
<b>ЖУКОВЕЦ П. Г., ЖОЛОБОВ А. А., ШАТУРОВ Г. Ф.</b> К вопросу эффективного использования современных токарных центров .....	35
<b>КОРОТЕЕВ А. О., ФЕТИСОВА Е. А., КУЛИКОВ В. П.</b> Особенности дуговой сварки высокопрочных низколегированных сталей с двухструйной коаксиальной подачей компонентов защитной газовой смеси .....	46
<b>ЛЫЧЕВ Д. А., ПОВАРЕХО А. С.</b> Оптимизация режимов движения транспортных средств городского электрического транспорта.....	58
<b>ПАСЕЧНИК А. Н., ЛЕБЕДЬ И. Г., КУТЫРЕВ В. В., ПОВАРЕХО А. С.</b> Факторно-рейтинговый метод построения сети логистических транспортно-таможенных комплексов в Украине .....	64

<b>ТАРАСИК В. П., ПУЗАНОВА О. В.</b> Влияние режима движения автомобиля на его топливную экономичность .....	76
--	----

### ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

<b>КОВАЛЬ А. С., ЯШИН В. С., АРТЕМЕНКО А. И.</b> Моделирование двигательных и генераторных режимов работы безредукторного электропривода пассажирского лифта на базе синхронного двигателя с постоянными магнитами.....	86
---	----

- *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

<b>ANTIPENKO G. L.</b> Diagnostics of the clutch of motor vehicle mechanical transmission .....	4
<b>BARAN V. A.</b> Calculation features of the bolted construction of a built-up worm wheel with a bimetallic rim .....	16
<b>EMELYANOV S. N., POPKOVSKY V. A.</b> Improvement of strength properties of spot welded joints .....	26
<b>ZHUKOVETS P. G., ZHOLOBOV A. A., SHATUROV G. F.</b> On the issue of effective use of modern turning centers.....	35
<b>KOROTEYEV A. O., FETISOVA E. A., KULIKOV V. P.</b> Features of arc welding of high-strength low-alloyed steels with double-jet coaxial supply of protective gas mixture components .....	46
<b>LYCHOV D. A., PAVAREKHA A. S.</b> Optimization of traffic modes of urban electric vehicles .....	58
<b>PASICHNYK A. N., LEBED I. G., KUTYREV V. V., PAVAREKHA A. S.</b> Factor rating method for optimizing the network of logistic transport and customs complexes in Ukraine .....	64
<b>TARASIK V. P., PUZANOVA O. V.</b> Influence of vehicle motion mode on its fuel economy .....	76

### ELECTRICAL ENGINEERING

<b>KOVAL A. S., YASHIN V. S., ARTEMENKO A. I.</b> Modeling of motor and generator operation modes of the PMSM-based gearless electric drive for passenger elevators .....	86
---	----

---

---

МАШИНОСТРОЕНИЕ

---

---

УДК 629.114.2

*Г. Л. Антипенко*

**ДИАГНОСТИКА СЦЕПЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ  
АВТОМОБИЛЯ**

---

---

UDC 629.114.2

*G. L. Antipenko*

**DIAGNOSTICS OF THE CLUTCH OF MOTOR VEHICLE MECHANICAL  
TRANSMISSION**

---

---

**Аннотация**

Предлагается новый метод диагностики или непрерывного мониторинга технического состояния сцепления механической трансмиссии автомобиля в процессе эксплуатации на основе контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов по параметрам буксования при передаче максимального вращающего момента и наличия момента поводок выключенного сцепления, а также по анализу темпа включения сцепления при трогании машины с места.

**Ключевые слова:**

автомобиль, неисправность, диагностика, отказ, износ, буксование, поводки, сцепление, трансмиссия, ресурс.

**Abstract**

The article proposes a new method for diagnosing or continuous monitoring the technical condition of the clutch of motor vehicle mechanical transmission during operation based on monitoring relative angular displacements of the drive and driven shafts using slipping parameters when transmitting the maximum torque and in the presence of the residual friction torque of the disengaged clutch, as well as by analyzing the rate of clutch engagement when the vehicle starts from rest.

**Keywords:**

motor vehicle, malfunction, diagnostics, failure, wear, slipping, residual friction torque, clutch, transmission, resource.

---

**Введение**

При создании автомобиля конструкторы должны найти компромисс между динамичностью и экономичностью автомобиля, с одной стороны, и надежностью и безопасностью – с другой. Первая задача решается в основном за счет снижения массы автомобиля посредством оптимизации конструкции и снижения запасов прочности, а вторая – за счет повышения запав

сов прочности и долговечности элементов конструкции. Надежность агрегатов автомобилей максимальна при работе на установившихся режимах, что доказывает опыт их эксплуатации. Известно, что в условиях загородных маршрутов на хороших дорогах надежность автомобилей существенно выше, чем при эксплуатации в черте города. В городах неустановившиеся режимы работы агрегатов автомобилей обуславливаются, прежде всего, частыми остановками и

последующими разгонами из-за наличия светофоров, пешеходных переходов, железнодорожных переездов и пр. Положение усугубляют также современные реалии с заторами (пробками) на дорогах, достаточно крутые подъемы и спуски на маршрутах движения автомобилей. Все это вызывает необходимость частых торможений, переключений передач и троганий с места. Данное обстоятельство приводит к возрастанию динамической нагруженности агрегатов автомобиля и, как следствие, к интенсификации процессов изнашивания трущихся пар дисков сцепления, зубчатых и карданных передач. Все факторы снижения надежности агрегатов автомобилей в городских условиях эксплуатации особенно ярко проявляются на примере автобусов и маршрутных такси с механической коробкой передач (МКП). По некоторым данным, доля отказов агрегатов механических трансмиссий таких автомобилей составляет 19...23 % от всех отказов. В свою очередь отказы трансмиссии распределяются следующим образом: 70 % – отказы сцепления, 17 % – коробки передач, 10 % – карданной передачи, 3 % – заднего моста [1].

Сцепление передает вращающий момент двигателя и служит для временного отсоединения трансмиссии от работающего двигателя, а также для плавного их соединения. Отсоединять трансмиссию от двигателя необходимо при остановке и торможении автомобиля и при переключении передач; плавно соединять их – при трогании автомобиля с места и после включения передачи. Кроме того, сцепление предохраняет детали трансмиссии и двигателя от значительных перегрузок инерционным моментом, создаваемым вращающимися массами двигателя при резком замедлении вращения коленчатого вала.

При интенсивной эксплуатации автомобиля могут возникнуть различные неисправности сцепления. Разли-

чают неисправности собственно сцепления и неисправности привода сцепления. К неисправностям сцепления относятся:

- износ и повреждения фрикционных накладок ведомого диска;
- деформация ведомого диска;
- замасливание фрикционных накладок ведомого диска;
- износ шлицев ведомого диска или первичного вала коробки передач;
- износ или поломка демпферных пружин;
- поломка или ослабление диафрагменной пружины;
- износ или поломка подшипника выключения сцепления;
- износ поверхности маховика двигателя;
- износ поверхности нажимного диска;
- заедание вилки выключения сцепления.

Привод сцепления, в зависимости от вида, может иметь следующие неисправности:

а) механический привод:

- заедание, удлинение или повреждение троса;
- повреждение рычажной системы;

б) гидравлический привод:

- засорение гидропривода;
- нарушение герметичности системы (подтекание рабочей жидкости, наличие воздуха в системе);
- неисправность рабочего цилиндра (повреждение манжеты).

Дефекты сцепления возникают не только из-за интенсивной эксплуатации, но и по причине нарушения правил эксплуатации, таких как трогание с места на высоких оборотах двигателя, держание ноги на педали сцепления во время движения. В большей степени это отражается на износе ведомого диска сцепления, имеющего ограниченный ресурс. У междугородных автобусов данный элемент исправно служит свыше 100 тыс. км про-

бега, а у городских – ресурс сцепления редко доходит до 50 тыс. км.

В настоящее время неисправности сцепления в основном диагностируют по внешним признакам. Вместе с тем один внешний признак может соответствовать нескольким неисправностям сцепления. Поэтому конкретные неисправности сцепления устанавливаются, как правило, при его разборке. Внешними признаками неисправностей сцепления являются:

– неполное выключение (сцепление «ведет»). Оно сопровождается затруднением при включении передач на работающем двигателе, шумом, треском при переключении передач, увеличением свободного хода педали сцепления. Неисправностями, вызывающими эти признаки, могут быть: деформация ведомого диска, износ шлицев ведомого диска, износ или повреждение фрикционных накладок ведомого диска, поломка или ослабление диафрагменной пружины, неисправность рабочего цилиндра, засорение гидропривода, нарушение герметичности привода, заедание, удлинение или повреждение троса, повреждение рычажной системы;

– неполное включение (сцепление «буксует»). Характеризуется запахом от горения фрикционных накладок ведомого диска, недостаточной динамикой автомобиля, перегревом двигателя, повышенным расходом топлива. Его вызывают: износ или повреждение фрикционных накладок ведомого диска, замасливание ведомого диска, поломка или ослабление диафрагменной пружины, износ рабочей поверхности маховика, засорение гидропривода, неисправность рабочего цилиндра, заедание троса, заедание вилки выключения сцепления;

– рывки при работе сцепления. Вызываются износом или повреждением фрикционных накладок ведомого диска, замасливанием ведомого диска, заеданием ступицы ведомого диска на

шлицах, деформацией диафрагменной пружины, износом или поломкой демпферных пружин, короблением нажимного диска, ослаблением опор крепления двигателя;

– вибрация при включении сцепления. Происходит при износе шлицев ведомого диска, деформации ведомого диска, замасливание ведомого диска, деформации диафрагменной пружины, ослаблении опор крепления двигателя;

– шум при выключении сцепления. Появляется при износе или повреждении подшипника выключения сцепления.

Анализируя влияние дефектов сцепления на работу автомобиля, можно выделить общий признак – это кинематическая погрешность вращения ведомого вала сцепления. Кинематическая погрешность – относительные угловые перемещения ведомого и ведущего элементов сцепления. Современные компьютерные технологии дают возможность отслеживать малейшие относительные перемещения, сложность представляют только алгоритмы идентификации дефектов по этим перемещениям. Данные задачи позволит решить предлагаемая система диагностирования сцепления.

### **Современная технология диагностирования сцепления автомобиля**

Для диагностики сцепления подходит импульсный метод контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов трансмиссии. Применительно к трехвальным коробкам передач (с промежуточным валом) схема системы диагностирования представлена на рис. 1.

Суть метода диагностирования сцепления заключается в генерировании высокочастотного опорного сигнала с зубчатого венца маховика двигателя  $Z_0$  (см. рис. 1) установленным напротив

него датчиком Холла (Д1 на рис. 2) и выходного сигнала с зубчатого венца шестерни промежуточного вала коробки передач  $Z_в$  посредством датчика выходного сигнала (Д2 на рис. 2), реги-

страции этих сигналов на плату сбора данных с последующей обработкой их на компьютере по соответствующим алгоритмам.

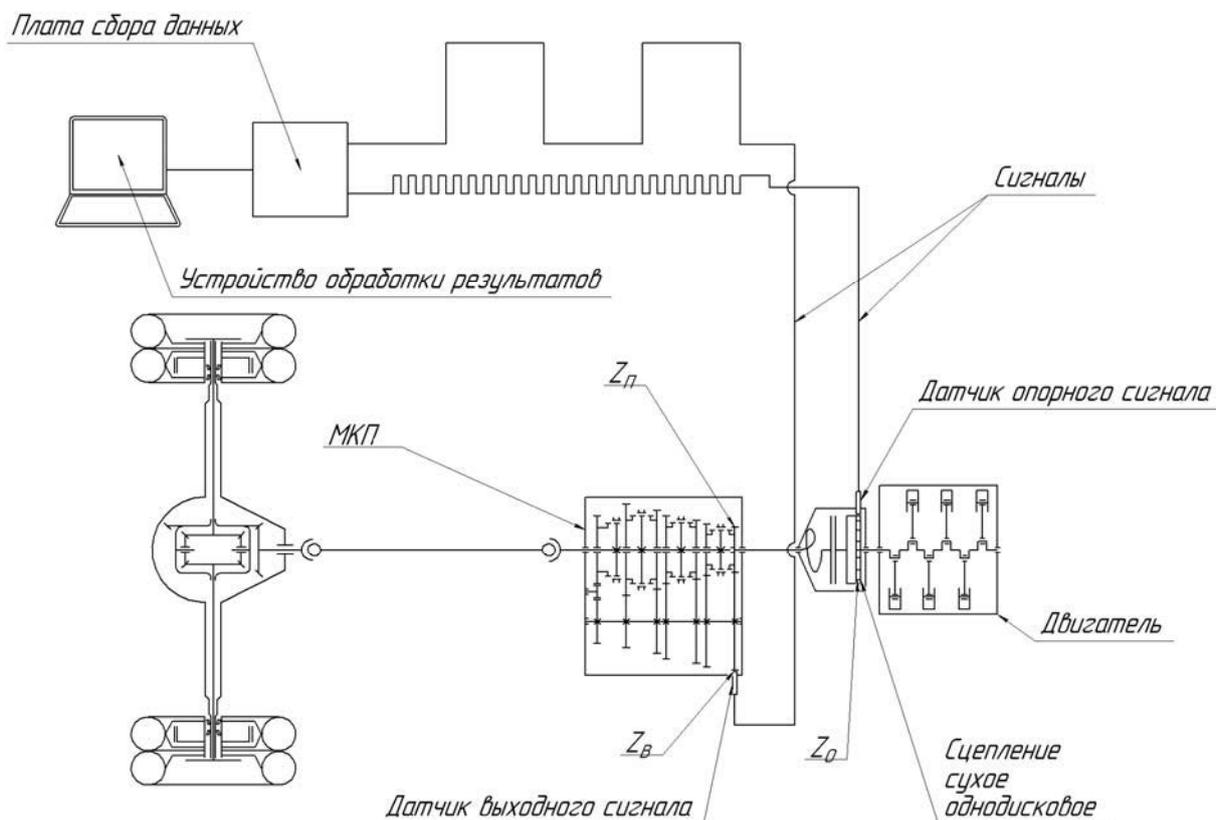


Рис. 1. Схема системы диагностирования сцепления по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов

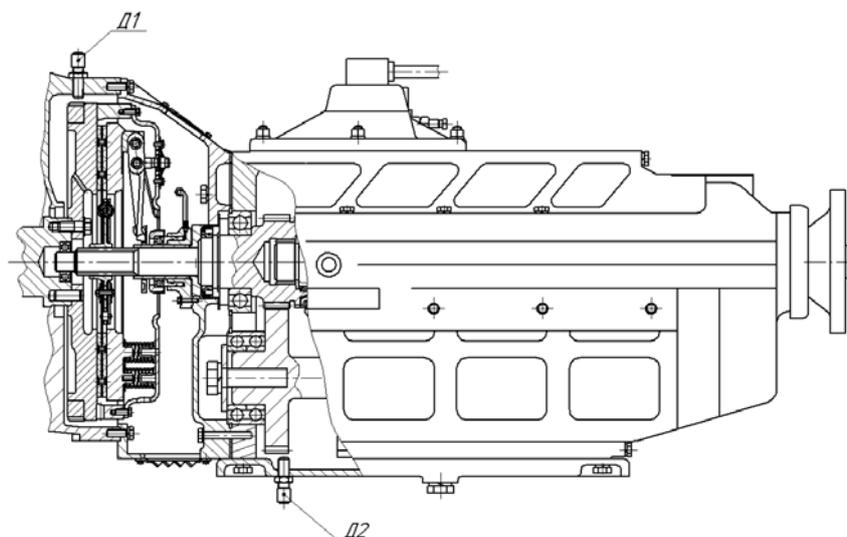


Рис. 2. Места установки датчиков системы диагностики сцепления

Алгоритм обработки предполагает подсчет импульсов опорного сигнала с зубчатого венца маховика двигателя  $Z_0$  за каждый импульс выходного сигнала  $Z_в$ . Если относительные угловые перемещения между ведущим и ведомым дисками сцепления будут отсутствовать, то количество опорных импульсов в каждом выходном будет одинаковым. Так, если зубчатый венец маховика имеет 132 зуба ( $Z_0 = 132$ ), первичного вала коробки передач – 22 зуба ( $Z_n = 22$ ) и шестерни промежуточного вала – 53 ( $Z_в = 53$ ), то в каждом импульсе выходного сигнала будет

$$N_{оп/вых} = N_0 (Z_в/Z_n)/Z_в =$$

$$= 132 \cdot (53/22)/53 = 6 \text{ импульсов.}$$

Для диагностирования сцепления по параметру наличия буксования при передаче максимального момента двигателя на ведомую часть необходимо подать тестовое воздействие в виде момента сопротивления. В качестве тестового воздействия предлагается затор-

маживание машины стояночным тормозом или штатной тормозной системой на первой передаче при максимальной подаче топлива в двигатель. При отсутствии буксования сцепления двигатель должен заглухнуть. На рис. 3 показана диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при диагностировании на отсутствие буксования сцепления при исправной тормозной системе, использованной для создания тестового воздействия. Поскольку ведомый диск сцепления имеет демпфер крутильных колебаний, его упругий элемент при максимальном передаваемом вращающем моменте деформируется, позволяя ведущей части повернуться относительно ведомой на угол  $\varphi$ , составляющий  $2^\circ 30' \dots 3^\circ 40'$  [2]. Это, соответственно, добавит  $0,9 \dots 1,4$  импульса опорного сигнала в нескольких выходных по мере выбора угла  $\varphi$ . После этого кратность опорных импульсов вновь восстановится до момента остановки двигателя ( $N_4 = N_1$ ), хотя длительность каждого последующего выходного импульса  $L$  возрастает (см. рис. 3).

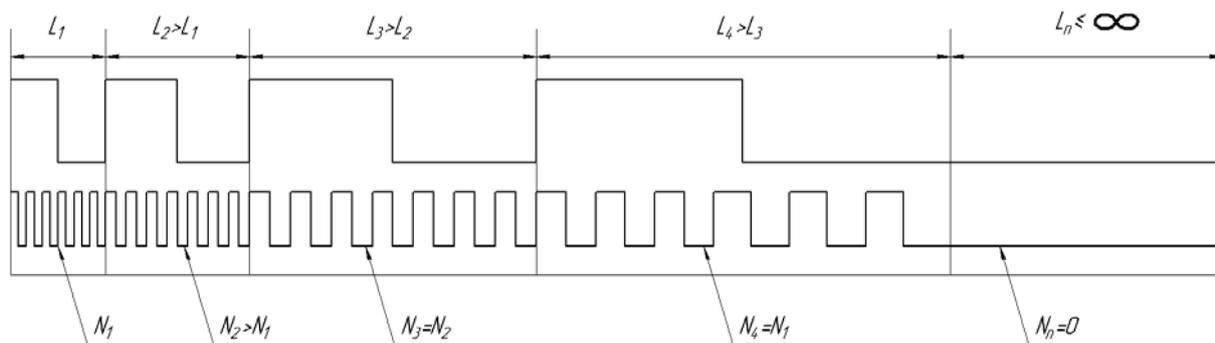


Рис. 3. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при отсутствии буксования сцепления автомобиля с исправной тормозной системой

При замедлении в каждом последующем шаге выходного сигнала ( $L_1 < L_2 < L_3 < L_4 \dots L_n \leq \infty$ ) количество опорных импульсов будет ( $N_1 = N_4 \dots N_n \geq 0$ ).  $N_1 < N_2 = N_3$ , поскольку происходит деформация упругого элемента демпфера крутильных колеба-

ний. При буксовании фрикционных дисков ведомый вал становится неподвижным, импульсы с ведомого вала не генерируются, а ведущий вращается и непрерывно генерирует импульсы опорного сигнала (рис. 4).

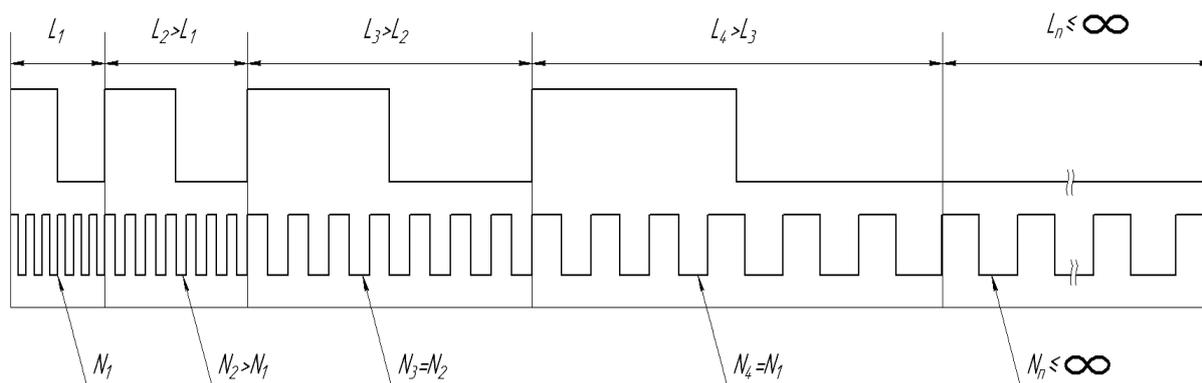


Рис. 4 Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при буксовании сцепления автомобиля с исправной тормозной системой

При неисправной тормозной системе двигатель не заглохнет и автомобиль будет продолжать движение. Тем не менее определить, было ли буксование сцепления такая система диагностики позволяет. Если в каждом выходном сигнале будет насчитывать-

ся шесть импульсов опорного сигнала, то буксование сцепления будет отсутствовать. На рис. 5 показана диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при диагностировании на отсутствие буксования сцепления при неисправной тормозной системе.

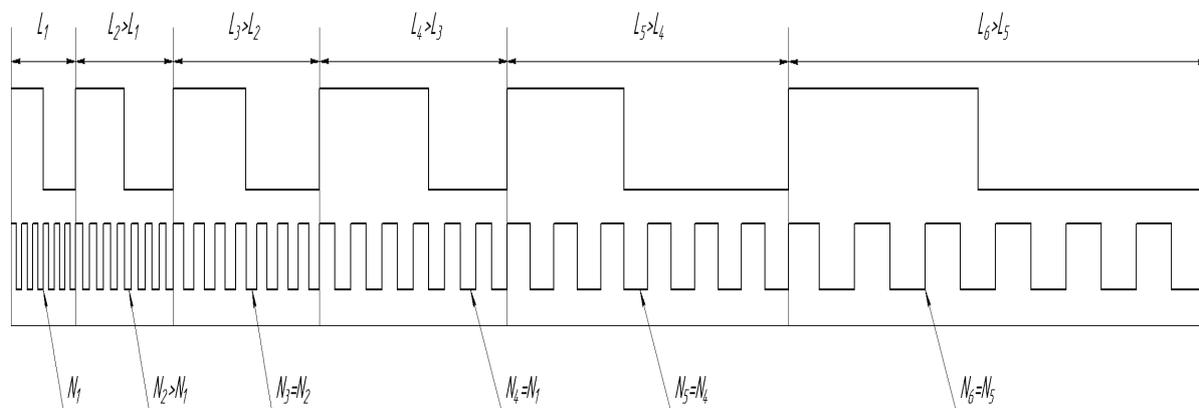


Рис. 5. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при отсутствии буксования сцепления автомобиля с неисправной тормозной системой

В этом случае в каждом последующем шаге выходного сигнала ( $L_1 < L_2 < L_3 < L_4 < L_5 < L_6$ ) количество опорных импульсов будет ( $N_1 = N_2 < N_3 = N_4 > N_5 = N_6$ ). Учитывая демпфер крутильных колебаний,  $N_2 < N_3$ .

Если же происходит буксование сцепления, т.е. появятся относительные

угловые перемещения ведущего диска сцепления относительно ведомого, то количество опорных импульсов в каждом выходном при неисправной тормозной системе будет значительно больше шести (рис. 6).

В этом случае в каждом последующем шаге выходного сигнала

( $L_1 < L_2 < L_3 < L_4$ ) количество опорных импульсов будет ( $N_1 < N_2 < N_3 < N_4$ ).

Установка датчика выходного сигнала на шестерне промежуточного

вала трехвальной коробки передач позволяет диагностировать наличие поводок (остаточного момента трения) в разомкнутом сцеплении.

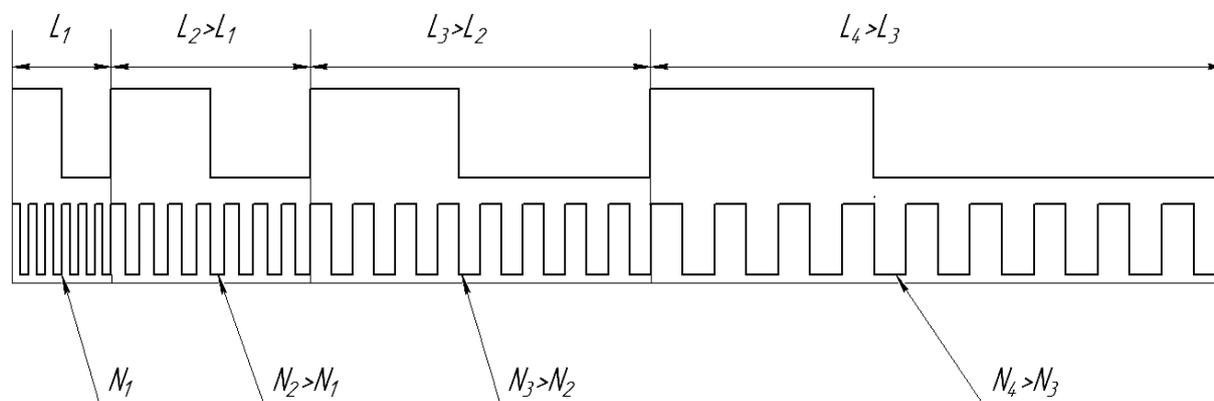


Рис. 6. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при буксовании сцепления автомобиля с неисправной тормозной системой

Они появляются, когда нарушена регулировка привода сцепления (неполное выключение сцепления), произошел обрыв или отслаивание фрикционных накладок, а также попадание в зону трения продуктов износа или грязи. Поводки затрудняют процесс переключения передач, т. к. не дают возможность заблокировать запирающее звено синхронизатора при выравнивании угловых скоростей зубчатых полушестерен переключаемой ступени коробки передач. При достаточно большой величине остаточного момента трения даже при полностью выжатом сцеплении автомобиль продолжает движение, не позволяя выключить или включить передачу.

Диагностика этого вида неисправности осуществляется при остановленном автомобиле и «нейтрали» в коробке передач. Запустив двигатель, полностью выжимают сцепление и записывают показания импульсных датчиков Д1 и Д2 в течение 5 с. При отсутствии поводок угловая скорость промежуточного вала уменьшается до нуля в течение некоторого времени, зависящего от накопленной кинетической энергии и момента

сопротивления вращению (рис. 7). В этом случае длительность каждого последующего шага выходного сигнала будет увеличиваться ( $L_1 < L_2 < L_3 < L_4$ ), а количество опорных импульсов будет возрастать ( $N_1 < N_2 < N_3 < N_4$ ).

Наличие поводок сцепления влечет за собой непрерывное вращение промежуточного вала с некоторым отставанием относительно ведущего вала из-за скольжения, величина которого зависит от величины остаточного момента трения. Эти относительные угловые перемещения ведущего и ведомого дисков сцепления отразятся на диаграмме импульсов выходного и опорного сигналов в увеличении количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном (рис. 8).

В этом случае в каждом последующем шаге выходного сигнала ( $L_1 < L_2 < L_3 < L_4$ ) количество опорных импульсов будет ( $N_1 < N_2 < N_3 < N_4$ ). При значительных поводках, поскольку момент сопротивления вращению промежуточного вала на «нейтрали» в коробке передач небольшой, длительность выходных сигналов может быть одина-

ковой, а количество опорных импульсов в каждом выходном – минимальным,

соответствующим жесткой кинематической связи (рис. 9).

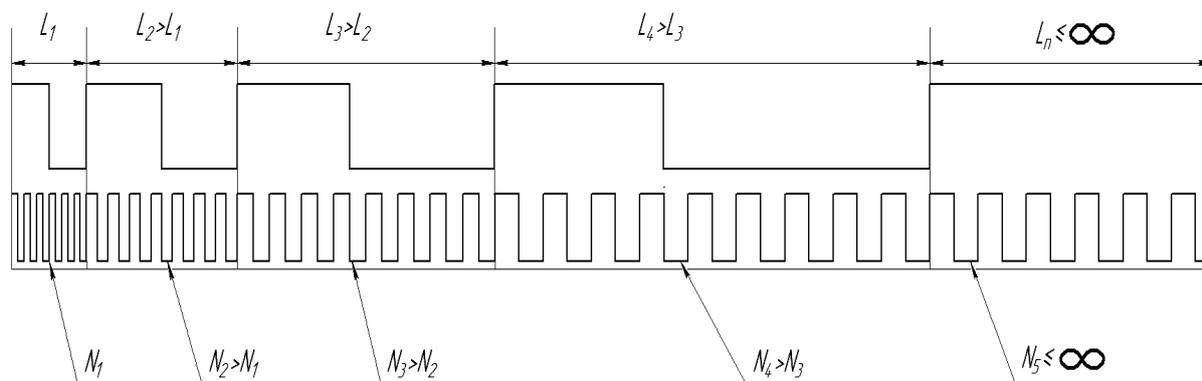


Рис. 7. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при отсутствии поводов сцепления

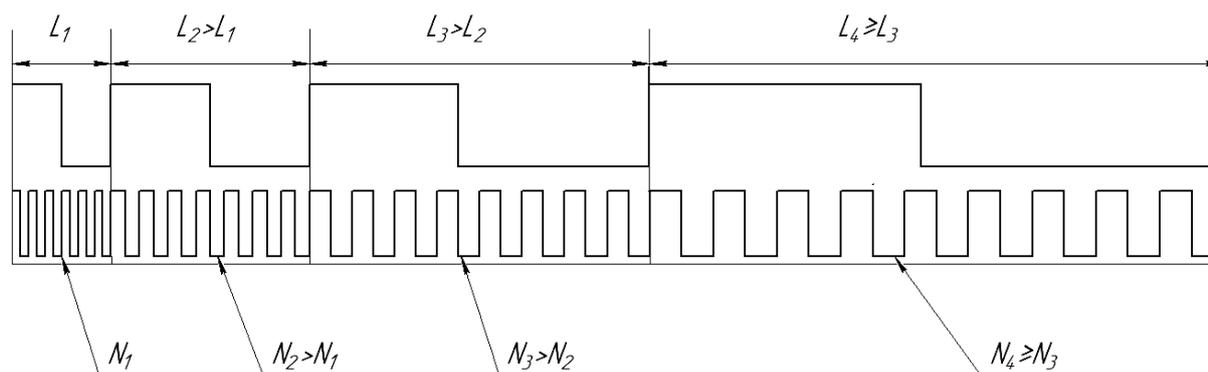


Рис. 8. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при наличии поводов сцепления

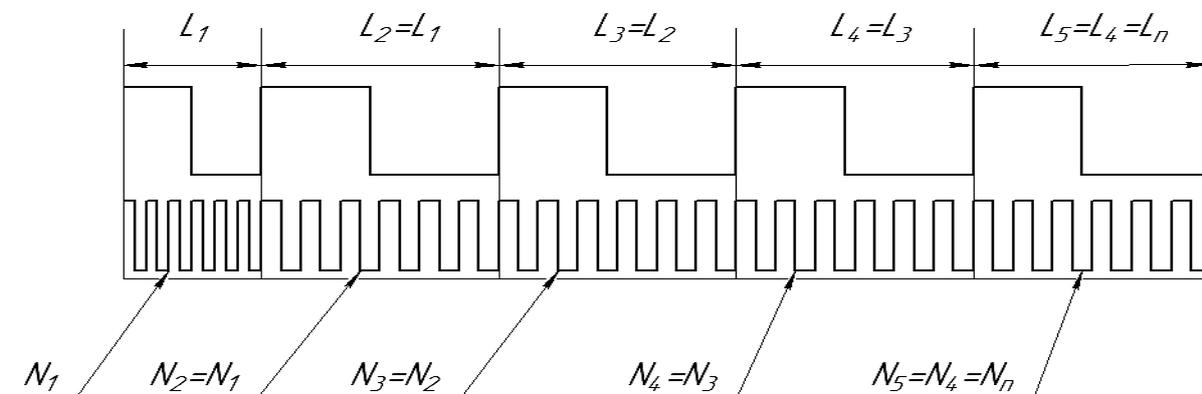


Рис. 9. Диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов при значительных поводах сцепления

Мониторинг технического состояния сцепления можно проводить, анализируя процесс трогания автомобиля с места. Износ фрикционных накладок ведомого диска, нарушение регулировки привода сцепления приводят либо к затянутости замыкания сцепления, что влечет за собой повышенную работу буксования и, как следствие, перегрев и, возможно, коробление ведомого диска, либо к резкому включению, вызывающему рывки при трогании и дополнительные динамические нагрузки на двигатель и трансмиссию. Поскольку плавность замыкания сцепления контролирует сам водитель, то для оценки состояния сцепления при различных темпах отпускания педали сцепления и скоростного режима работы двигателя необходима еще одна информационная переменная – перемещение педали сцепления  $h_n$ . Так как сцепление выполняет не только функции отключения и плавного соединения двигателя и трансмиссии, но и предохраняет двигатель от перегрузок при резком нагружении его со стороны трансмиссии, то коэффициент запаса сцепления находится в пределах  $1,2 \dots 1,4$ . Это значит, что при отпуске педали сцепления автомобиль тронется раньше, чем будет выбран весь ход педали. Следовательно, если для диагностики сцепления выбрать ровный асфальтированный участок дороги, можно, например, для порожнего автомобиля установить положение педали сцепления  $h_n$  при полном замыкании дисков и образовании жесткой кинематической связи между двигателем и коробкой передач, когда относительные угловые перемещения будут отсутствовать. На это укажет диаграмма импульсов выходного и опорного сигналов. Во время разгона автомобиля сцепление буксует и количество опорных сигналов в каждом последующем выходном будет изменяться на каждом шаге ( $L_1 > L_2 > L_3 > L_4$ ) от некоторого большого значения ( $N_1 > N_2 > N_3 > N_4$ ) до установившегося ( $N_4 = N_5 = N_6 = N_7$

и т. д.), в данном случае до 6 импульсов (рис. 10). Момент, когда установится это равенство, и будет моментом замыкания сцепления, где угловые скорости двигателя  $\omega_d$  и ведомого диска сцепления  $\omega_s$  выравниваются.

Поскольку после замыкания сцепления имеется еще ход педали, то можно с уверенностью констатировать, что диски сцепления сожмутся еще сильнее, т. е. запас сцепления имеется и сцепление находится в удовлетворительном техническом состоянии. При этом темп замыкания сцепления большой роли не играет, поскольку момент замыкания дисков при идентичных условиях испытаний будет одним и тем же.

Если же имеет место затягивание процесса замыкания сцепления, то процесс выравнивания угловых скоростей ведущей и ведомой частей будет после отпускания педали сцепления на шагах ( $L_1 > L_2 > L_3 > L_4 > L_5 > L_6 > L_7$ ), когда количество импульсов будет уменьшаться ( $N_1 > N_2 > N_3 > N_4 > N_5 > N_6 > N_7$ ) до момента выравнивания ( $N_8 = N_7$ ) (рис. 11).

Очевидно, что запас сцепления отсутствует, т. е. техническое состояние сцепления неудовлетворительное, а для установления причины необходимо вначале отрегулировать привод сцепления и повторить диагностику. Если картина осталась неизменной, причиной является износ фрикционных элементов ведомого диска сцепления.

Другая распространенная неисправность – резкое замыкание сцепления при плавном отпуске педали. Это возможно при неотрегулированном приводе сцепления, при отслаивании фрикционных накладок, при заедании ведомого диска сцепления на шлицах первичного вала коробки передач и других дефектах. Контроль относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным методом и положения педали сцепления позволяет выявить и данную неисправность.

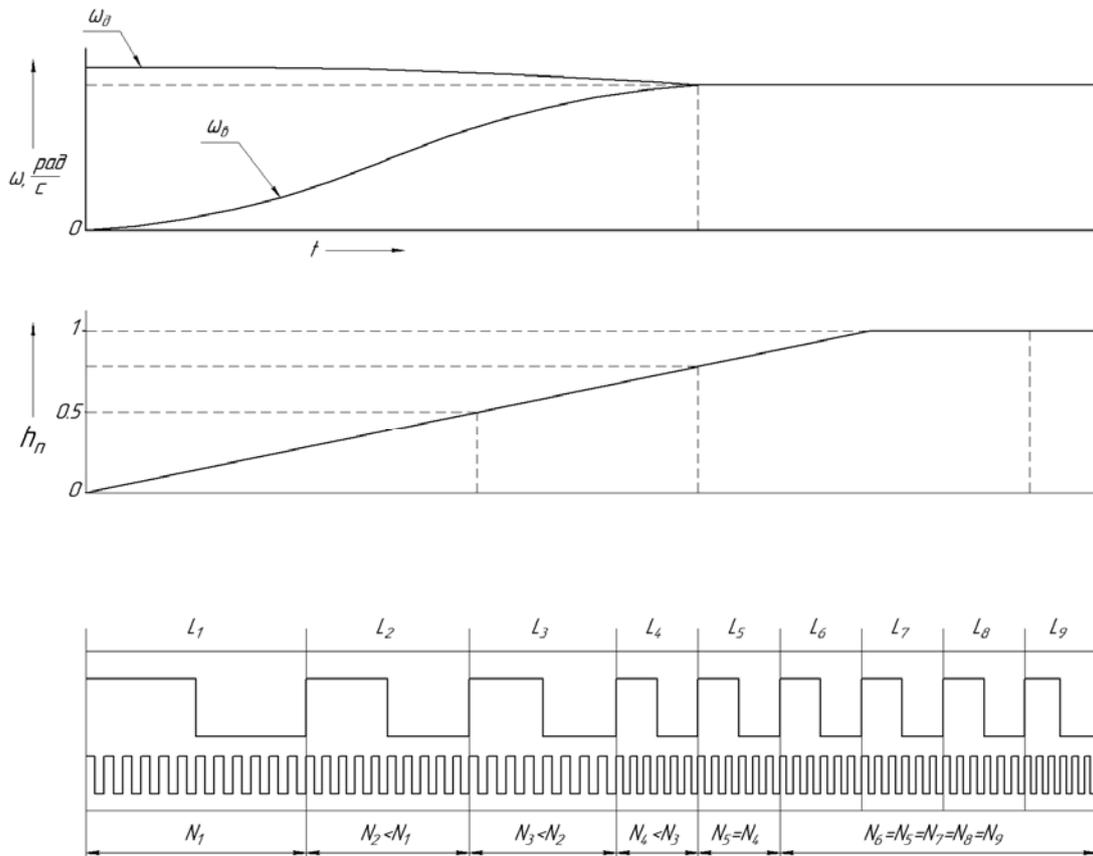


Рис. 10. Графики результата диагностирования исправного сцепления

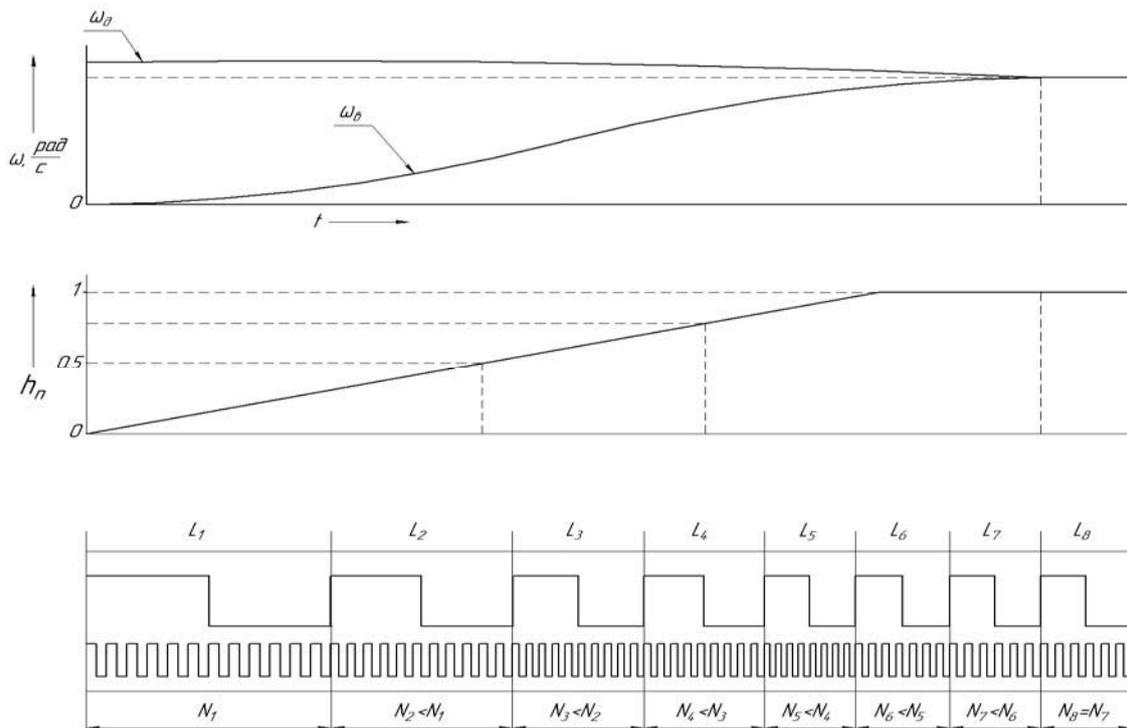


Рис. 11. Результаты диагностирования при затягивании процесса замыкания сцепления

Если на шаге  $L_4$  количество импульсов опорного сигнала в выходном выровнялось ( $N_4 = N_3$ ), что свидетельствует о замыкании сцепления, а поло-

жение педали сцепления  $h_n$  находится далеко от исходного положения, то это будет указывать о наличии вышеназванной неисправности (рис. 12).

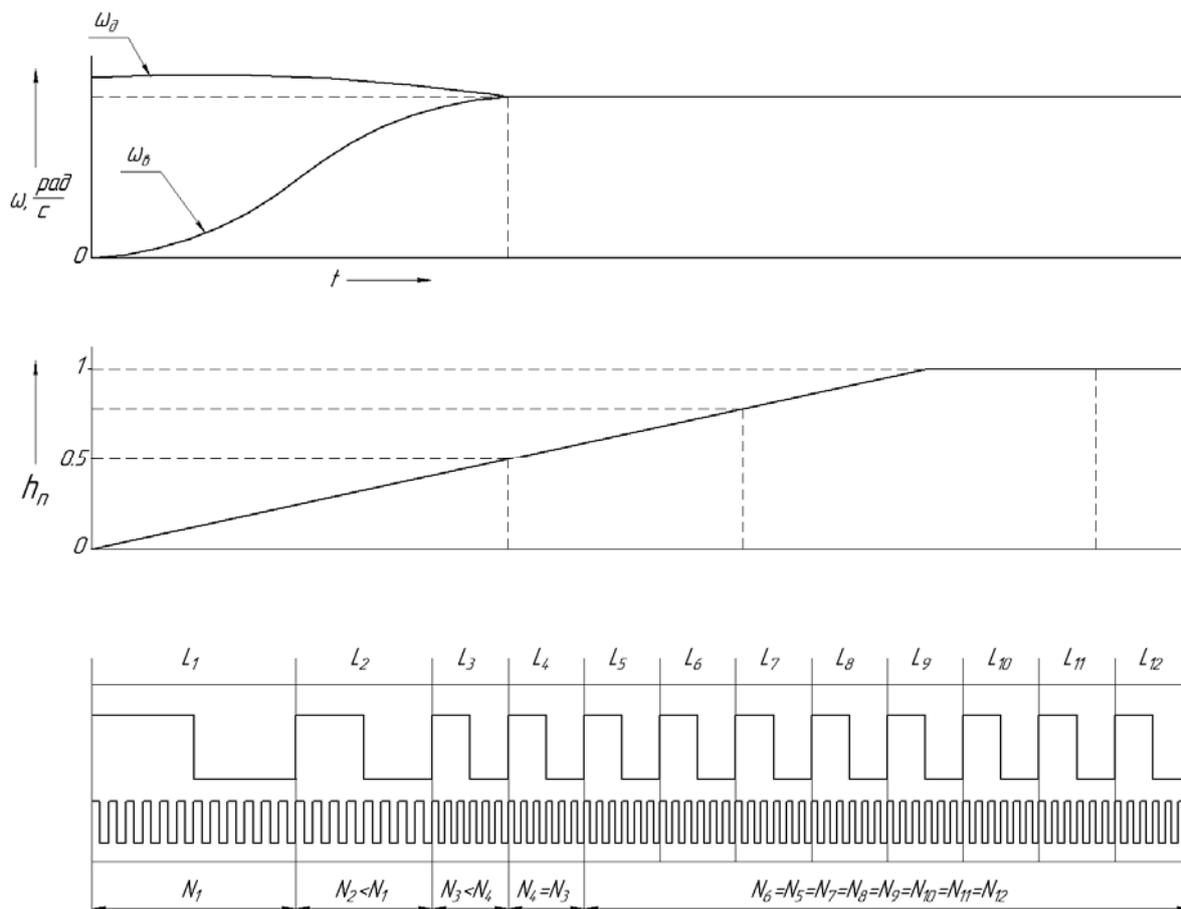


Рис. 12. Результаты диагностирования при резком замыкании сцепления

### Заключение

Таким образом, техническое состояние сцепления механической трансмиссии можно отслеживать в процессе эксплуатации компьютерными средствами, не прибегая к частым и трудоемким техническим обслуживаниям на основе субъективных ощущений водителя или механика. Реализовать описанную систему диагностики на современных автомобилях не вызовет больших затруднений, поскольку в системах зажигания или тахометрах двигателей необходимые датчики уже имеются. Остается только в поддоне

картера коробки передач установить напротив зубчатого венца промежуточного вала датчик Холла и вывести эту информацию либо на регистрирующее устройство (плату сбора данных), либо непосредственно на ноутбук с соответствующим программным обеспечением. Регистрацию положения педали сцепления на время диагностики также осуществить несложно, так как уже имеются электронные педали управления двигателем, которые можно использовать отдельно.

Такой подход позволит обеспечить минимальный уровень затрат по поддержанию автомобилей на требу-

мом уровне надежности и осуществлять дифференцированные технические воздействия, исходя из их кон-

кретного состояния в определенный период эксплуатации.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кустиков, А. Д.** Проблемы надежности трансмиссий городских автобусов / А. Д. Кустиков, Н. А. Кузьмин, М. Г. Корчажкин // Тр. Нижегород. гос. техн. ун-та им. Р. Е. Алексеева. – 2013. – № 4 (101). – С. 18–26.
2. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А. И. Гришкевич [и др.]; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Григорий Леонидович Антипенко**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

**Grigory Leonidovich Antipenko**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.

---

УДК 621.833.383

*О. А. Баран*

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА БОЛТОВОЙ КОНСТРУКЦИИ СОСТАВНОГО ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА С БИМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ВЕНЦОМ

---

UDC 621.833.383

*V. A. Baran*

## CALCULATION FEATURES OF THE BOLTED CONSTRUCTION OF A BUILT-UP WORM WHEEL WITH A BIMETALLIC RIM

---

### **Аннотация**

Рассмотрены особенности расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции с биметаллическим венцом, зубчатый профиль которого выполнен в антифрикционном слое. Проектирование колеса предложено осуществлять в три этапа с рассмотрением напряжённо-деформированного состояния биметаллического венца, ступицы и болтов. Разработанная методология расчёта составного червячного колеса позволяет определить: толщину антифрикционного слоя и его требуемую прочность сцепления с основой венца; необходимое количество и диаметр болтов; присоединительные размеры фланцев венца и ступицы. Рассмотрен пример расчёта крупногабаритного колеса с биметаллическим венцом.

### **Ключевые слова:**

составное червячное колесо, биметаллический венец, прочность сцепления слоёв, болтовое соединение, напряжённо-деформированное состояние.

### **Abstract**

The paper considers calculation features of a built-up worm wheel of bolted construction with a bimetallic rim, the gear profile of which is made in the antifriction layer. The wheel design is proposed to be carried out in three stages, which deal with the stress-strain state of the bimetallic rim, hub and bolts. The proposed algorithm for calculating the built-up worm wheel allows determining the thickness of the antifriction layer and the required strength of its adhesion to the rim base; the required number and diameter of bolts; connecting dimensions of flanges of the rim and the hub. The calculation example of a large-sized wheel with the bimetallic rim is considered.

### **Keywords:**

built-up worm wheel, bimetallic rim, adhesion strength of layers, bolted construction, stress-strain state.

---

### **Введение**

Создание многослойных конструкций позволяет экономить расходование цветных металлов и во многих случаях придать им новые свойства изделиям. В [1–4] изучались возможности изготовления составных червячных колёс. В частности, в [4] рассматривался вопрос создания биметаллических венцов с двумя вариантами их крепления к ступице: бандажированием (прессовой посадкой) и болтовым соединением.

Червячные колёса болтовой конструкции с цельнометаллическим венцом традиционно используются в грузоподъёмных машинах, например, для приводов лифтов [5]. Биметаллический венец болтовой конструкции также может преимущественно применяться для средне- и крупногабаритных червячных колёс, поскольку позволяет выдерживать большие нагрузки без нарушения целостности колеса. Применение болтовой конструкции особенно оправдано в условиях быстрого износа зубчатого

профиля при необходимости частой замены или ремонта венца колеса. Однако болтовая конструкция венца предполагает наличие достаточной высоты реборды и в некоторых случаях дополнительно требуется усиление мест крепления. Кроме того, для составных колёс особенно важно обеспечение точности не только геометрии зацепления, но и сборки (нельзя допускать перекосов).

Использование биметаллического венца вместо цельнобронзового повышает устойчивость к температурным колебаниям (градиенту температур) за счёт снижения суммарного коэффициента температурного расширения биметалла.

Изготовление составных конструкций требует выполнения специальных расчётов по определению геометрических параметров биметаллического венца (например, минимальных толщин покрытия и самого венца), обеспечивающих сохранение работоспособности конструкции при эксплуатационных нагрузках. До настоящего времени не разработан общий подход к расчёту составных червячных колёс болтовой конструкции с биметаллическим венцом. В этой связи целью данной работы является разработка методологии расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции с определением геометрических и конструктивных характеристик биметаллического венца и ступицы в месте крепления с венцом, а также выработке рекомендаций по подбору болтового соединения.

#### ***Определение прочности составного червячного колеса болтовой конструкции***

В процессе эксплуатации червячное колесо находится в сложном напряжённом состоянии от действия сил зацепления, градиента температур и центробежных сил. Для практических расчётов с достаточной точностью принимается, что суммарная сила в зацепле-

нии направлена нормально к рабочей поверхности зуба и соответственно может быть представлена в виде радиальной, окружной и осевой составляющих [6, 7]. Величина составляющих определяется передаваемым крутящим моментом и геометрическими параметрами колеса.

Расчёт конструкции определяется также характером изменения момента (постоянный или циклический), который зависит от характеристик двигателя и муфты. В работе принято, что червячное колесо работает в установившемся режиме с максимальным крутящим моментом  $M$ .

В составном червячном колесе болтовой конструкции биметаллический венец крепится к ступице посредством болтового соединения. Биметаллический венец может изготавливаться нанесением покрытия на стальную основу с последующим нарезанием червячного профиля на нём. Такая конструкция позволяет экономить расход антифрикционных материалов за счёт снижения толщины рабочего слоя и изготовления основы венца (фланца) из стали, повысить ремонтпригодность колеса, уменьшить инерционные характеристики, снизить деформации и др. В свою очередь, уменьшение деформаций в зоне контакта зубьев колеса и червяка повышает кинематическую точность передачи и стабилизирует толщину масляного слоя в зацеплении, тем самым снижая износ зубьев и улучшая параметры её бесшумности. Использование стали вместо бронзы в месте крепления болтового соединения позволяет снизить усилие затяжки болтов за счёт увеличения коэффициента сухого трения. Схема расчёта составного червячного колеса в общем виде показана на рис. 1. Согласно предложенной схеме расчёт составного колеса выполняется в три этапа отдельно для каждого из составляющих его конструктивных элементов.

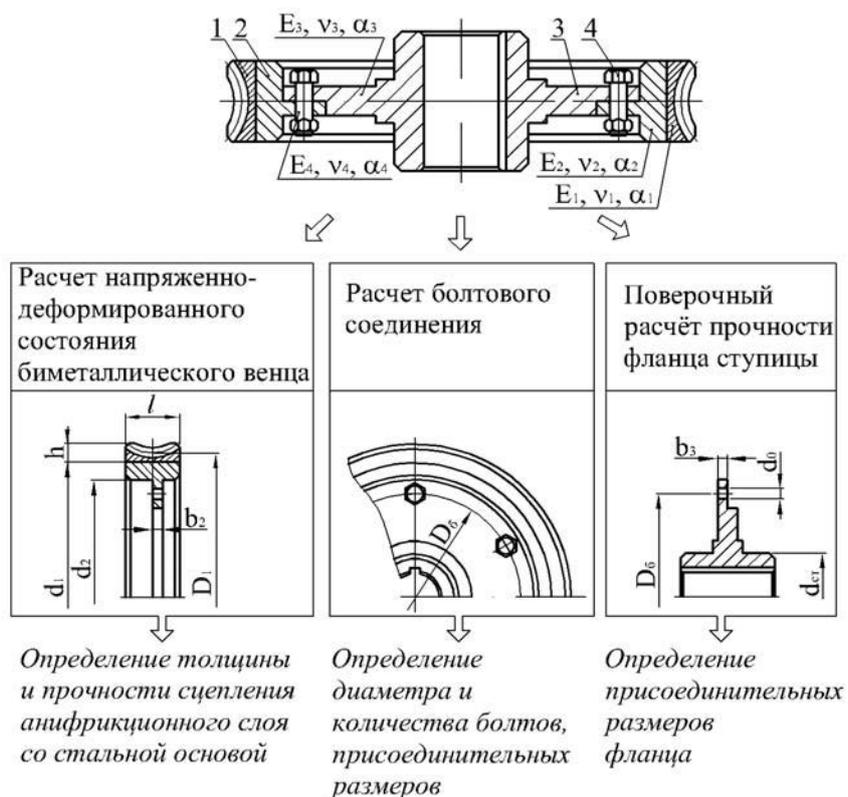


Рис. 1. Схема расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции: 1 – антифрикционный слой с червячным профилем; 2 – стальная основа; 3 – ступица; 4 – болтовое соединение

**Напряжённно-деформированное состояние и расчёт необходимой прочности сцепления в слоях биметаллического обода**

При изучении напряжённно-деформированного состояния в слоях биметаллического венца от эксплуатационных нагрузок (передаваемый крутящий

момент  $M$ , температурные напряжения, возникающие из-за разности коэффициентов линейного расширения антифрикционного материала и материала основы и центробежные силы) применим модель двухслойного полого цилиндра эквивалентного наружного диаметра (рис. 2).

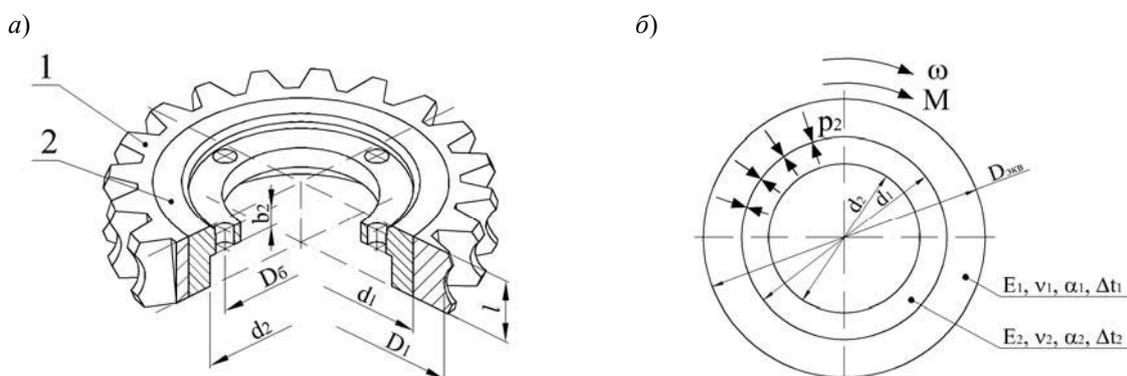


Рис. 2. Биметаллический венец составного червячного колеса болтовой конструкции (а) и схема к расчёту прочности венца (б): 1 – антифрикционный слой; 2 – стальная основа

Для определения напряжений в слоях выбранной модели применим обобщённый закон Гука в цилиндрических координатах. Используя принцип

Д'Аламбера, зависимости радиальных и окружных напряжений в слоях модели венца примут вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{r_1}(d_{r_1}) &= j_1(3 + \mu_1) \left( d_1^2 + D_{\text{экв}}^2 - \frac{d_1^2 D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} - d_{r_1}^2 \right) + \frac{p_2 d_1^2}{D_{\text{экв}}^2 - d_1^2} \left( 1 - \frac{D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} \right); \\ \sigma_{t_1}(d_{r_1}) &= j_1(3 + \mu_1) \left( d_1^2 + D_{\text{экв}}^2 + \frac{d_1^2 D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} - \frac{1 + 3\mu_1}{3 + \mu_1} d_{r_1}^2 \right) + \frac{p_2 d_1^2}{D_{\text{экв}}^2 - d_1^2} \left( 1 + \frac{D_{\text{экв}}^2}{d_{r_1}^2} \right); \\ \sigma_{r_2}(d_{r_2}) &= j_2(3 + \mu_2) \left( d_2^2 + d_1^2 - \frac{d_2^2 d_1^2}{d_{r_2}^2} - d_{r_2}^2 \right) - \frac{p_2 d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} \left( 1 - \frac{d_2^2}{d_{r_2}^2} \right); \\ \sigma_{t_2}(d_{r_2}) &= j_2(3 + \mu_2) \left( d_2^2 + d_1^2 + \frac{d_2^2 d_1^2}{d_{r_2}^2} - \frac{1 + 3\mu_2}{3 + \mu_2} d_{r_2}^2 \right) - \frac{p_2 d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} \left( 1 + \frac{d_2^2}{d_{r_2}^2} \right), \end{aligned} \tag{1}$$

где  $\sigma_{r1}(d_{r1})$ ,  $\sigma_{t1}(d_{r1})$ ,  $\sigma_{r2}(d_{r2})$ ,  $\sigma_{t2}(d_{r2})$  – радиальные и окружные напряжения в антифрикционном слое 1 и основе 2 соответственно;  $d_{r1}$ ,  $d_{r2}$  – текущие диаметры слоёв 1 и 2 соответственно;  $j_1$ ,  $j_2$  – коэффициенты, учитывающие центробежную нагрузку в слоях 1 и 2,  $j_1 = \gamma_1 \omega^2 / 32g$ ,  $j_2 = \gamma_2 \omega^2 / 32g$ ;  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  – удельный вес материалов цилиндров 1 и 2 соответственно;  $\omega$  – угловая скорость;  $g$  – ускорение свободного па-

дения;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала цилиндров 1 и 2;  $p_2$  – контактное давление, возникающее в зоне соединения разнородных материалов слоёв венца 1–2 от действия эксплуатационных нагрузок (см. рис. 2, б).

Контактное давление  $p_2$  определяется из условия равенства перемещений цилиндров в месте их контакта с учётом температурных расширений материала:

$$\begin{aligned} p_2 &= \left( \frac{2j_2}{E_2} (d_2^2 (3 + \mu_2) + d_1^2 (1 - \mu_2)) - \frac{2j_1}{E_1} (D_{\text{экв}}^2 (3 + \mu_1) + d_1^2 (1 - \mu_1)) + (\alpha_2 - \alpha_1) \Delta t \right) \times \\ &\times \left( \frac{d_1^2 (1 - \mu_2) + d_2^2 (1 + \mu_2)}{E_2 (d_1^2 - d_2^2)} + \frac{d_1^2 (1 - \mu_1) + D_{\text{экв}}^2 (1 + \mu_1)}{E_1 (D_{\text{экв}}^2 - d_1^2)} \right)^{-1}, \end{aligned} \tag{2}$$

где  $E_1$ ,  $E_2$  – модули упругости материалов цилиндров 1 и 2 соответственно;  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты линейного расширения материалов слоёв биметалли-

ческого венца;  $\Delta t$  – разность средних температур антифрикционного слоя  $t_1$  и основы  $t_2$  венца,  $\Delta t = t_1 - t_2$ .

Напряжения, возникающие вслед-

ствие действия сил зацепления в области контакта венца с червяком, от передаваемого момента  $M$  учитываются дополнительно при расчёте эквивалентных напряжений. Выражение для определения окружных напряжений  $\sigma_{тМ}$  от действия момента для венца болтовой конструкции запишем аналогично, как для прессовой конструкции [8]:

$$\sigma_{тМ} = \frac{4M(3D_{экр} + 6m - D_1 - 2d_2)}{l(D_{экр} - d_2)^2(D_1 + 2m)}, \quad (3)$$

где  $D_1$  и  $m$  – делительный диаметр и модуль зацепления червячного колеса соответственно.

Минимальная толщина антифрикционного слоя определяется из расчёта на прочность биметаллического венца, а прочность сцепления  $\sigma_{сц}$  покрытия с основой венца – через максимальные значения эквивалентных напряжений  $\sigma_{экр 2}$  и  $\sigma_{экр 1}$  в зоне сцепления:

$$\sigma_{сц} \geq s(\sigma_{экр 2} - \sigma_{экр 1}), \quad (4)$$

где  $s$  – коэффициент запаса прочности.

Эквивалентные напряжения  $\sigma_{экр 1}$  и  $\sigma_{экр 2}$  в антифрикционном слое и основе находятся по IV теории прочности согласно [8].

Таким образом, при расчёте прочности рассматриваемого двухслойного цилиндра необходимо определить давление  $p_2$  в соединении слоёв 1 и 2 для заданных параметров нагрузок, материалов, размеров двухслойного цилиндра. После чего вычисляются значения эквивалентных напряжений, определяется толщина  $h$ , и проверяется выполнение условия IV теории прочности для первого и второго слоёв.

### **Расчёт болтового соединения**

Для соединения венца со ступицей червячного колеса болты в болтовом соединении могут устанавливаться с зазором и без зазора. В условиях ре-

монтного производства составных червячных колёс для соединения венца и ступицы рационально устанавливать болты с зазором, поэтому при расчёте болтового соединения будет рассматриваться соединение с зазором. В этом случае неподвижность соединения обеспечивается контролируемой силой затяжки, при этом требуемое значение сил трения сопрягаемых деталей больше, чем сдвигающие силы, а расчёт проводится из условия неподвижности стыка. Для снижения нагрузок, вызывающих срез и смятие, болтовое соединение может быть дополнительно усилено штифтами.

Условия прочности на срез и смятие для болтов и соединяемых деталей (фланцев венца и ступицы) одинаковы, поэтому, чтобы при перегрузках предотвратить возможное повреждение соединяемых деталей, для болтов используется материал с меньшим допускаемым напряжением. Таким образом, выбор материала болтов выполняется с учётом правила «мягкие (податливые) болты – жёсткие фланцы» с использованием дополнительных упругих элементов (шайб) для снижения нагруженности и деформации в зоне контакта [9]. Механические характеристики болтов определяются установленным классом их прочности [10]. Для крепления венца к ступице используются болты с гайками, предусматривающими стопорение от развинчивания, поскольку нарезание резьбы в ступице, особенно чугуновой, нецелесообразно.

Болтовое соединение в данном случае нагружено моментом в плоскости стыка и отрывающей нагрузкой. При такой нагрузке соединение должно быть прочным и жёстким, поэтому оно выполняется с предварительной затяжкой болтов. В случае раскрытия стыка нагрузка будет полностью восприниматься стержнем болта, а при реверсивном движении червячного колеса будут возникать дополнительные ударные нагрузки [7].

Величина нагрузки в радиальном направлении болтового соединения определяется действием сил в зацеплении (I), деформацией обода колеса от действия температур (II), центробеж-

ными силами (III), а также весом колеса (IV), и в первом приближении её максимальная величина определяется по формуле

$$F_r = \underbrace{\frac{2M \operatorname{tg} \alpha}{D_1 \cos \gamma_n}}_I - \underbrace{\frac{D_\delta \Delta t \pi}{n} [\alpha_3 E_3 b_3 - \alpha_2 E_2 b_2]}_{II} - \underbrace{\frac{l \omega^2}{12g} \sin \left( \frac{\pi}{n} \right) [\gamma_1 (D_{\text{экв}}^3 - d_2^3) + \gamma_2 (d_2^3 - d_1^3)]}_{III} \pm \underbrace{\frac{\pi l}{4n} [\gamma_1 (D_{\text{экв}}^2 - d_2^2) + \gamma_2 (d_2^2 - d_1^2)]}_{IV}, \quad (5)$$

где  $\alpha$  – угол профиля;  $\gamma_n$  – угол наклона зуба червячного колеса,  $D_\delta$  – диаметр расположения болтов;  $E_2, E_3, \alpha_2, \alpha_3$  – модули упругости и коэффициенты линейного расширения материалов основы венца и ступицы соответственно; знак « $\pm$ » определяется положением червячного колеса относительно червяка.

Предварительный анализ зависимости (5) показал, что на величину радиальной нагрузки наибольшее воздействие оказывают усилия, возникающие вследствие температурных деформаций в условиях ограниченного пространства (составляющая II), а центробежные силы и силы тяжести (составляющие III и IV соответственно) практически не влияют. Например, при градиенте температур  $\Delta t = 20$  °C температурная составляющая радиальной нагрузки может быть в 1,2...5,0 раз больше составляющей от сил зацепления, при этом центробежные силы и силы тяжести составляют менее 1 % радиальной нагрузки.

Классический подход расчёта болтового соединения составного червячного колеса при установке болтов с зазором предполагает подбор болтового соединения по необходимой силе затяжки  $F_{\text{зам}}$  для наиболее нагруженного болта. При действии момента  $M$  в плоскости стыка и радиальной силы  $F_r$  усилие затяжки болтов рассчитывается по формуле

$$F_{\text{зам}} = \frac{K}{fn} \sqrt{F_r^2 + \left( \frac{2M}{D_\delta} \right)^2}, \quad (6)$$

где  $K$  – коэффициент запаса ( $K = 1,3 \dots 2$ );  $f$  – коэффициент трения в сопряжении деталей;  $n$  – количество болтов;  $F_r$  – максимальное усилие, действующее в радиальном направлении;  $D_\delta$  – диаметр расположения болтов на фланце биметаллического венца.

Действие сил в зацеплении приводит также к возникновению осевых нагрузок  $F_a$  (по оси болтового соединения). При такой нагрузке необходимо проверить стержень болта на растяжение и резьбу болта (гайки) на срез и смятие. Поэтому прочность болтов определяется по эквивалентному напряжению, которое при действии осевой силы  $F_a$  и силы затяжки  $F_{\text{зам}}$  для метрической резьбы можно вычислить по упрощённой формуле

$$\sigma_{\text{экв4}} = \frac{5,2(F_{\text{зам}} + F_a)}{\pi d_0^2} \leq [\sigma_{p4}], \quad (7)$$

где  $[\sigma_{p4}]$  – допускаемое напряжение материала болтов при растяжении;  $d_0$  – диаметр резьбы болтов.

Диаметр резьбы болтов для соединений типа фланцевых рекомендуется

выбирать из условия [11]:

$$d_0 \approx (0,7 \dots 0,8) b_{\min}, \quad (8)$$

где  $b_{\min}$  – меньшее значение толщины соединяемых деталей (венца или ступицы).

Диаметр резьбы болтов  $d_0$  стандартизирован нормативными документами [12] и выбирается из предпочтительного ряда: 8, 10, 12, 16, 20, 24, 30, 36, 42, 48 мм.

Для уменьшения диаметра и количества болтов можно использовать соединение болтов без зазора, но в этом случае снижается качество сборки составного колеса при выполнении его ремонта.

Минимальные размеры фланцев соединяемого венца  $b_2$  и ступицы  $b_3$  принимаются равными:

$$b_2 = 0,25l; \quad (9)$$

$$b_3 = 1,5(2m + 0,05l),$$

где  $l$  – ширина венца червячного колеса;  $m$  – модуль зацепления.

Диаметр расположения болтов  $D_6$  на фланце биметаллического венца определяется через толщину венца с учётом места под ключ для головок болтов.

Для обеспечения достаточного места для манипулирования ключом минимальное расстояние от центра головок болтов (гаек) до ближайшей стенки при использовании ключа любого типа рекомендуется принимать равным диаметру гайки  $D$ , а при использовании торцового ключа – не менее  $0,8D$  [13]. Для выполнения работ при механизированной сборке размеры под завёртывание определяются с учётом размеров гайковёртов.

Следует учитывать, что диаметры головок болтов стандартизированы и разделены на три типа: с облегчённой, с нормальной и увеличенной головкой. В наиболее общем виде можно принять диаметр головки болта равным  $2d_0$ , что

удовлетворяет размерам болтов с нормальной и облегчённой головкой. С учётом этого максимальное значение диаметра  $D_6$  оси расположения болтов:

$$D_6 = d_2 - 4d_0, \quad (10)$$

где  $d_2$  – диаметр перехода на реборду крепления.

Величина радиальной нагрузки  $F_r$  определяется действием сил в зацеплении от крутящего момента, центробежных сил и эксплуатационным нагревом.

### **Проверочный расчёт прочности фланца ступицы на изгиб, срез и смятие**

Действие осевых сил в зацеплении приводит к возникновению поперечного изгиба, а следовательно, к увеличению деформаций и относительному смещению элементов конструкции с последующим возникновением вибраций, а в конечном счёте, разрушению сборной конструкции. Во избежание создания дополнительного напряжённо-деформированного состояния для нереверсивных колёс фланец венца желательно располагать со стороны подъёма зуба. В большинстве случаев червячное колесо работает в прямом и реверсивном направлениях, поэтому осевые силы в зацеплении приводят к изгибу венца, однако возникающие в конструкции напряжения носят локальный характер, а прочность колеса определяется в первую очередь контактными напряжениями в зубчатом профиле. Расчёт на изгиб диска колеса (реборды) от действия осевых сил в зацеплении можно осуществлять классическими подходами, которые применяются для расчёта пластин и оболочек [14]. Тогда максимальную концентрацию напряжений и прогиб  $u_{\max}$  в зоне зацепления можно оценить по формулам (рис. 3):

$$u_{\max} = 0,682 \left( \frac{\alpha^2 - 2 \ln \alpha - 1}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \frac{F_a D_6^3}{E_3 b_3^3};$$

$$\sigma_{r3}(d_{r3} = d_{cm}) = \left( \frac{6\alpha^2}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \frac{F_a D_6}{b_3^2};$$

$$\sigma_{t3}(d_{r3} = d_{cm}) = \mu_3 \sigma_{r3}(d_{r3} = d_{cm});$$

$$(11)$$

$$\sigma_{r3}(d_{r3} = D_6) = \frac{3F_a D_6}{b_3^2};$$

$$\sigma_{t3}(d_{r3} = D_6) =$$

$$= \left( \frac{1,3\alpha^2 - 0,7}{1,3\alpha^2 + 0,7} \right) \sigma_{r3}(d_{r3} = D_6),$$

где  $\sigma_{r3}(d_{r3})$ ,  $\sigma_{t3}(d_{r3})$  – радиальные и окружные напряжения в реборде колеса для текущих диаметров  $d_{r3}$  соответ-

ственно;  $d_{cm}$  – наружный диаметр ступицы в месте примыкания реборды;  $\alpha = D_6/d_{cm}$ ;  $F_a$  – осевая составляющая силы зацепления;  $F_a = 2M/D_1$  [7];  $E_3$  – модуль упругости материала ступицы 3.

Расчёт фланцев ступицы и биметаллического обода на срез и смятие определяется по формулам:

$$\tau_{\phi l \max j} = \frac{4F_r}{\pi \pi d_0^2} \leq [\tau_{cp j}];$$

$$(12)$$

$$\sigma_{\phi l \max j} = \frac{F_r}{\pi d_0 b_j} \leq [\sigma_{cm j}],$$

где  $b_j$  – ширина  $j$ -го ( $j = 2, 3$ ) фланца (см. рис. 1);  $[\tau_{cp j}]$ ,  $[\sigma_{cm j}]$  – допускаемые напряжения материала ступицы/обода при срезе и смятии соответственно.

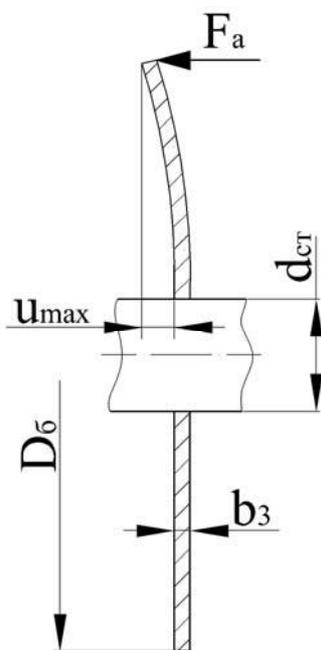


Рис. 3. Расчётная схема для определения изгиба ступицы

По предложенному алгоритму (см. рис. 1) выполнен расчёт крупнога-

баритного червячного колеса с биметаллическим венцом «сталь 10–брон-

за БрАЖ 9-4» ( $D_1 = 320$  мм,  $m = 8$  мм,  $d_2 = 260$  мм,  $\ell = 0,074$  м) и ступицей из чугуна СЧ15 ( $d_{cm} = 100$  мм), нагруженного эксплуатационными нагрузками ( $\omega = 10$  рад/с,  $\Delta t = 20$  °С,  $M = 5$  кН·м), который показал, что при установке болтов с зазором болтовое соединение  $n = 8$ ,  $d_0 = 20$  мм,  $D_6 = 196$  мм,  $F_{зам} = 30,61$  кН с нормальными шестигранными гайками обеспечивает необходимую прочность (с коэффициентом запаса  $s = 2$ ) и жёсткость составного колеса. Размеры фланцев венца и ступицы составили  $b_2 = 19$  мм,  $b_3 = 30$  мм. Необходимые условия работы колеса обеспечиваются при толщине бронзового слоя  $h = 12$  мм ( $d_1 = 296$  мм) и прочности сцепления слоёв венца 25,03 МПа. Механические характеристики материалов составного колеса для возможности сравнения приняты как в примере [8], материал болтов – сталь, класс прочности 5.8 [10].

### Заключение

Сформулированы принципы расчёта биметаллического венца составного червячного колеса болтовой конструкции, основанные на анализе напряжённо-деформированного состояния от действия эксплуатационных нагрузок для трёх элементов колеса: биметаллического венца, ступицы и болтов. Биметаллический венец рассматривается в виде двухслойной модели, при этом профиль червячного колеса представлен полым цилиндром эквивалентного диаметра. Для определения толщины и необходимой прочности сцепления антифрикционного слоя со стальной основой венца решена задача Ламе с условиями равенства перемещений на границе разнородных материа-

лов. Зависимость прочности сцепления покрытия с основой венца найдена через эквивалентные напряжения. Полученные зависимости позволяют рассчитать давление на границе слоёв при действии крутящего момента, градиента температур и центробежных сил, подобрать материалы слоёв и их размеры, выбрать метод нанесения антифрикционного слоя по расчётной величине прочности сцепления.

Описана методология расчёта болтового соединения, включающая определение диаметра расположения и требуемого количества болтов для обеспечения работоспособности составного колеса в процессе его эксплуатации. При расчёте болтового соединения предложено использовать классические подходы к расчёту резьбовых соединений. Получены формулы для расчёта эквивалентных напряжений при нагружении болтового соединения моментом в плоскости стыка, радиальной и осевой силами. Для определения нагрузки в радиальном направлении на основе принципа суперпозиции приведена зависимость её максимального значения, которая позволила выполнить анализ влияния эксплуатационных нагрузок на прочность болтового соединения.

Определение присоединительных размеров фланцев венца и ступицы осуществляется с использованием поверочного расчёта элементов на изгиб, срез и смятие от действия нагрузок. Предложенная методология расчёта составного червячного колеса болтовой конструкции опробована на примере крупногабаритного колеса с биметаллическим венцом «сталь 10–бронза БрАЖ 9-4» с делительным диаметром 320 мм и модулем зацепления 8 мм.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Kasalak, W.** Innovative design of non-backlash worm gear drives / W. Kasalak, M. Majewski, Z. Budniak // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2018. – № 18. – P. 983–999.
2. **Рогачевский, Н. И.** Теория зацепления витка архимедова червяка с зубьями двухвенцового колеса / Н. И. Рогачевский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 3 (52). – С. 63–73.

3. Составное зубчатое колесо с составной ступицей: пат. ВУ 4714 / А. Л. Худолей, О. А. Баран. — Оpubл. 30.10.2008.
4. **Кашицин, Л. П.** Разработка конструкций червячных колёс и технологических схем их получения / Л. П. Кашицин, А. Л. Худолей, О. А. Баран // Сварка и родственные технологии. — 2007. — № 9. — С. 26–30.
5. **Руденко, Н. Ф.** Грузоподъёмные машины. Атлас конструкций / Н. Ф. Руденко. — Москва: Машгиз, 1958. — 124 с.
6. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие для машиностроительных специальных учреждений среднего проф. образования / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва: Машиностроение, 2007. — 560 с.
7. **Скойбеда, А. Т.** Детали машин и основы конструирования: учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. — Минск: Вышэйшая школа, 2006. — 560 с.
8. **Худолей, А. Л.** Проектный расчёт биметаллического венца составного червячного колеса / А. Л. Худолей, О. А. Баран, А. М. Гоман // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. — 2007. — № 3. — С. 60–68.
9. **Биргер, И. А.** Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. — Москва: Машиностроение, 1990. — 368 с.
10. **ГОСТ ISO 898-1–2014.** Механические свойства крепёжных изделий из углеродистых и легированных сталей. Ч. 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом. — Введ. 01.04.2017. — Минск: Госстандарт, 2016. — 54 с.
11. **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование: в 2 кн. / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. — Москва: Юрайт, 2017. — Кн. 1. — 366 с.
12. **ГОСТ 24671–84.** Болты, винты, шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры под ключ. — Введ. 01.01.85. — Минск: Госстандарт, 2008. — 3 с.
13. **Орлов, П. И.** Основы конструирования: справочно-методическое пособие в 3 кн. — Москва: Машиностроение, 1977. — Кн. 3. — 360 с.
14. Прочность. Устойчивость. Колебания: справочник в 3 т. / Под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. — Москва: Машиностроение, 1968. — Т. 1. — 832 с.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Ольга Анатольевна Баран**, ст. научный сотрудник лаборатории сельхозмашиноведения, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси. Тел.: +375-17-284-26-20.

**Volha Anatolievna Baran**, Senior Scientist of the Laboratory of Agricultural Engineering Science, Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus. Phone: +375-17-284-26-20.

---

---

УДК 621.791.763.1

*С. Н. Емельянов, В. А. Попковский*

## ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СВАРНЫХ ТОЧЕЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

---

UDC 621.791.763.1

*S. N. Emelyanov, V. A. Popkovsky*

## IMPROVEMENT OF STRENGTH PROPERTIES OF SPOT WELDED JOINTS

---

### **Аннотация**

Предложены методы снижения концентрации напряжений в точечных сварных соединениях. Исследован характер изменения рабочих напряжений в зависимости от количества и формы сварных точек. Описаны способы повышения несущей способности точечных и рельефно-точечных сварных соединений.

### **Ключевые слова:**

контактная точечная сварка, нахлесточные соединения, концентрация напряжений, напряженно-деформированное состояние, расчетная схема.

### **Abstract**

The ways of reducing the concentration of stresses in spot welds are proposed by analyzing the stress-strain state. The nature of changes in operating stresses depending on the number and shape of weld spots has been investigated. Methods for increasing the bearing capacity of spot- and projection-spot welded joints are described.

### **Keywords:**

resistance spot welding, lap joints, stress concentration, stress-strain state, design model.

---

### **Введение**

Одним из путей повышения производительности сварочных работ, снижения трудозатрат и улучшения условий труда является применение контактной точечной сварки. Однако для точечных сварных соединений характерна сравнительно низкая циклическая, а в отдельных случаях и статическая прочность. При этом повышение усталостной и статической прочности данных соединений посредством увеличения числа точек и их диаметра во многих случаях не представляется возможным ввиду ограниченности размеров нахлестки и, кроме того, приводит к дополнительным затратам материалов и снижению производи-

тельности процесса сварки.

Наиболее эффективными являются методы, повышающие усталостную и статическую прочность точечных соединений посредством снижения концентрации напряжений в зоне сварного соединения. Распределение рабочих напряжений в точечном соединении и их концентрация зависят в основном от количества и формы сварных точек. В практике проектирования и изготовления конструкций со сварными точками недостаточно используются возможности снижения концентрации рабочих напряжений за счет изменения конфигурации и размеров точек. Отсутствуют сведения о прочности соединений с точками, обеспечивающими снижение коэффициента концентрации напряже-

ний. Одним из путей повышения несущей способности точечных соединений является постановка сварных точек с их рациональным расположением в соответствии с направлением действия внешней нагрузки [1, 2].

### Основная часть

С помощью методики расчета термомеханических полей [3] были проведены численные эксперименты по анализу влияния геометрических параметров и количества сварных точек на несущую способность соединений при

статических нагрузках. Наиболее характерный вид нагружения для точечных сварных соединений – это нагрузки на срез. При работе на срез одноточечного сварного соединения, как видно из рис. 1, наиболее нагруженной является периферия сварной точки, где имеет место концентрация напряжений, характеризующаяся увеличением напряжения на периферии сварной точки в 3 и более раза относительно среднего значения, при этом центральная зона точки остается недогруженной.

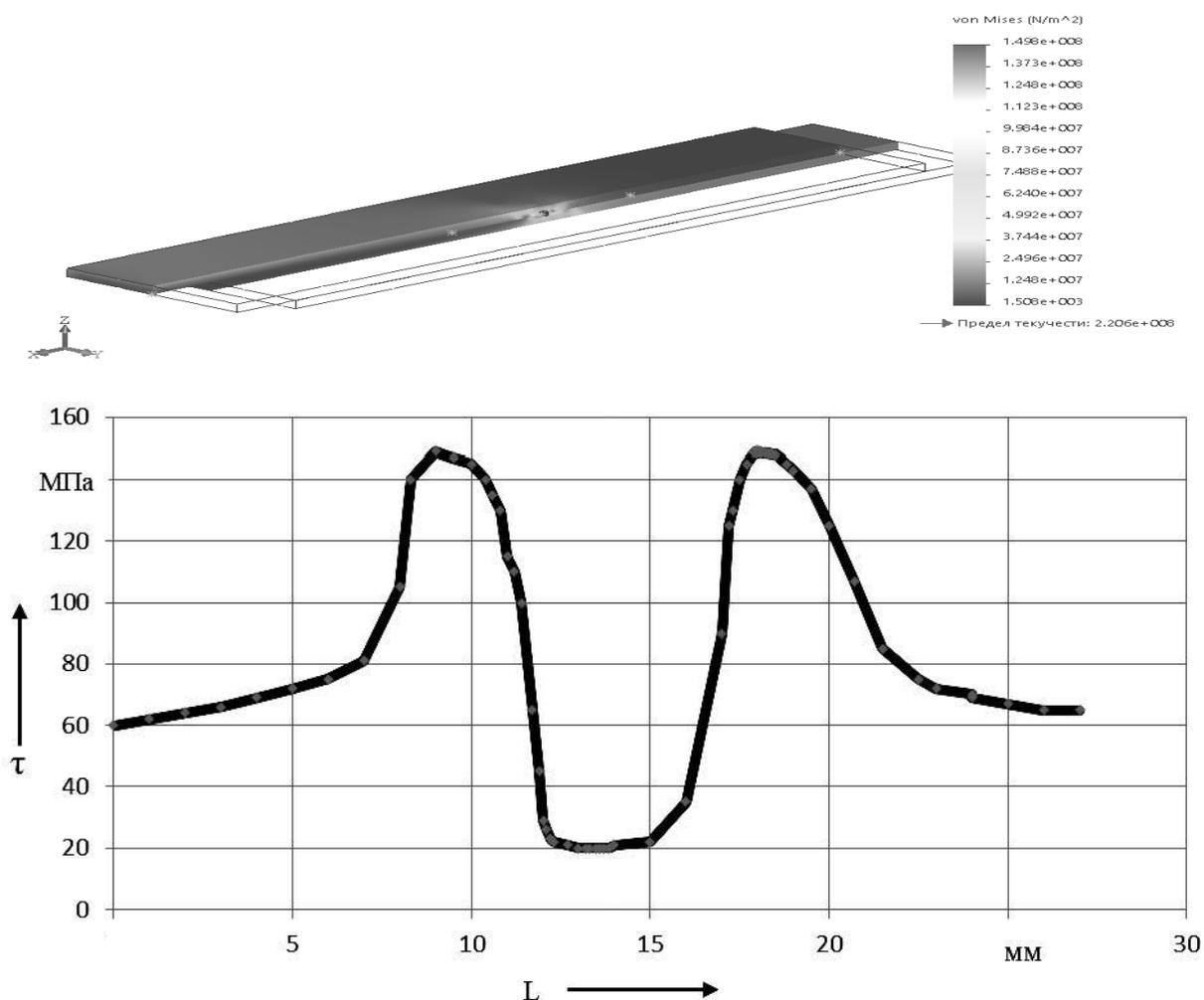


Рис. 1. Распределение напряжений по сечению соединения, проходящему через центр сварной точки (толщина пластин – 3 мм)

В многоточечных сварных соединениях, выполняемых контактной точечной и рельефно-точечной сваркой, распределение рабочих напряжений зависит от направления действия внешних нагрузок и количества сварных точек. На рис. 2 и 3 показано распределение рабочих напряжений по про-

дольному сечению сварного нахлесточного соединения для двухточечных (см. рис. 2) и трехточечных соединений (см. рис. 3) при работе сварного соединения на срез. Толщина свариваемых листов составляла 3 мм, диаметр сварной точки – 9 мм.

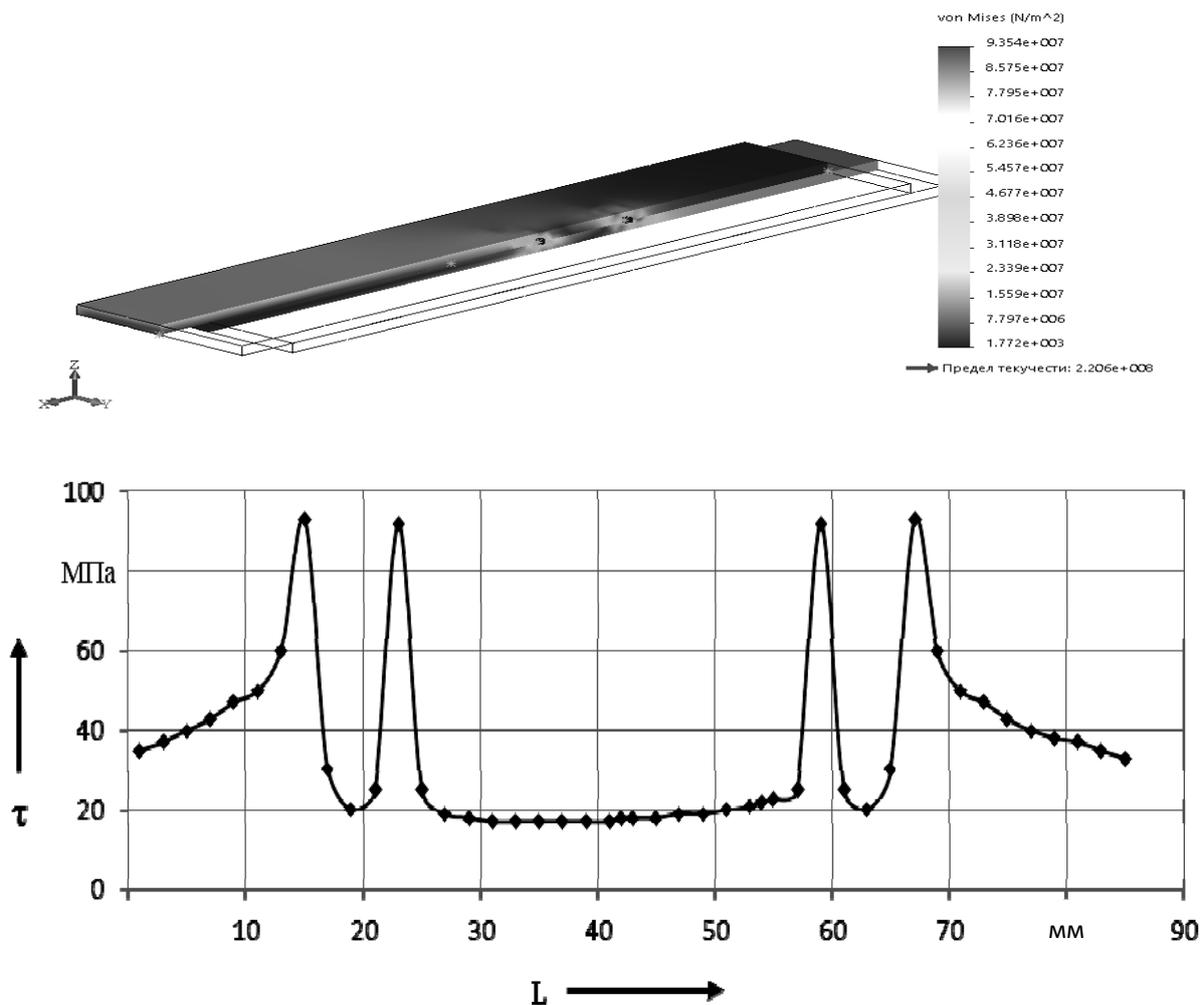


Рис. 2. Распределение напряжений в двухточечном сварном соединении при работе на срез

Расчеты, полученные в результате численного эксперимента для трех различных случаев соединений (одно-, двух- и трехточечных) с расположением сварных точек вдоль оси нагружения, показали, что максимальные напряжения для двухточечных сварных соединений только на 60 % превышают тако-

вые для одноточечных (максимальные рабочие напряжения 149 МПа для одноточечных по сравнению с 94 МПа для двухточечных). Трехточечные сварные соединения, где разрушение происходило по основному металлу образца, показали прочность, на 30 % превышающую аналогичную для двухточечных

соединений (максимальные рабочие напряжения – 67,5 МПа). При этом следует отметить, что площадь поперечного сечения сварного соединения в сопоставляемых случаях отличается в 2 (для двухточечных) и в 3 (для трехточечных) раза соответственно, однако несущая

способность соединений не увеличивается в сопоставимое количество раз. Основную нагрузку несут сварные точки, расположенные у края нахлестки, и они отвечают за несущую способность всей конструкции.

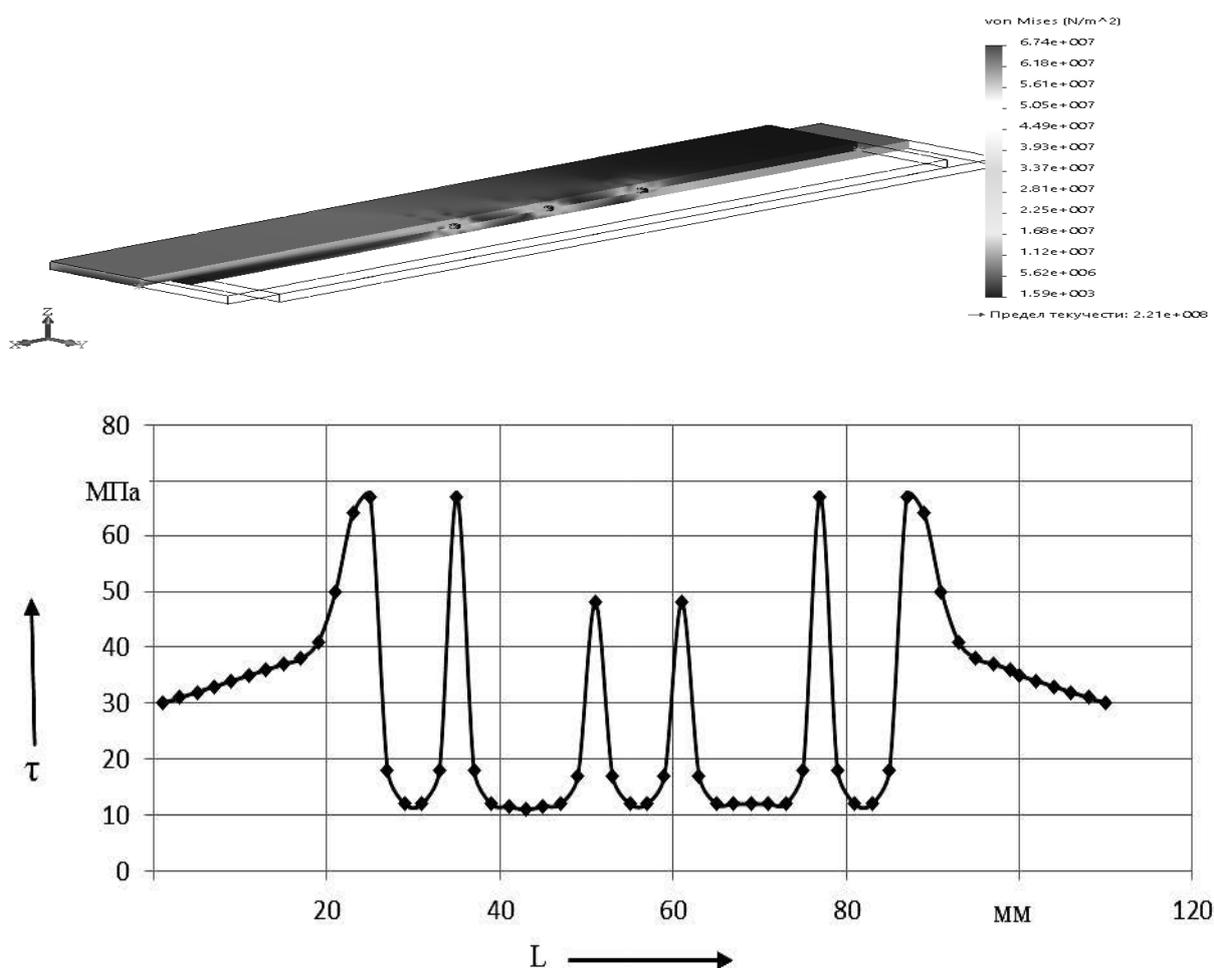


Рис. 3. Распределение напряжений в трехточечном сварном соединении при работе на срез

Очевидно, что в результате термического цикла контактной точечной сварки с высокими скоростями нагрева и охлаждения (десятки тысяч градусов в секунду) происходит снижение пластических и прочностных свойств сварного соединения по сравнению со свойствами основного металла, что подтверждается результатами проведенных механических испытаний.

Для исследования влияния фор-

мы сварной точки на распределение рабочих напряжений были проведены численные эксперименты по моделированию поведения точечных соединений под действием внешних статических срезающих нагрузок. Схемы нагружения, форма и размеры образцов точечных соединений представлены на рис. 4, 6 и 8. Соединению подвергались листы из стали 08пс толщиной 4 мм каждый. Для всех образцов

площадь сечения сварного соединения была одинакова. В рассчитываемом нахлесточном соединении внешние нагрузки были направлены по одной прямой в противоположных направле-

ниях. Таким образом обеспечивалось соблюдение принципа статического равновесия. Результаты расчетов представлены на рис. 5, 7 и 9.

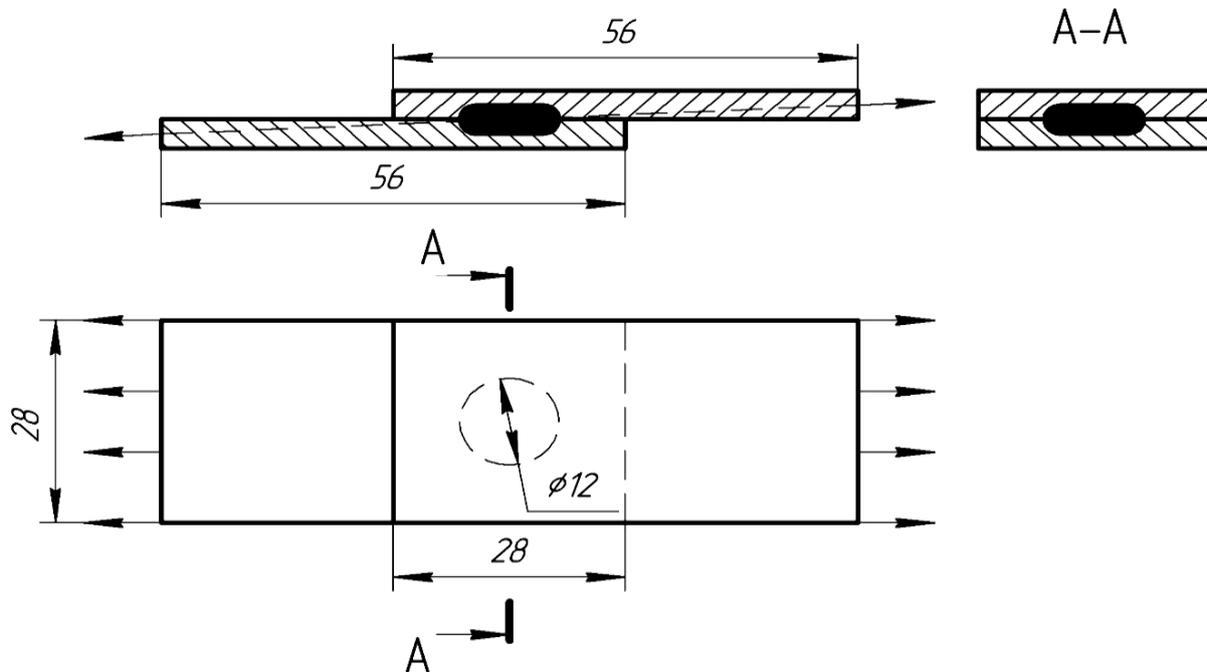


Рис. 4. Схема нагружения образца с круглой точкой

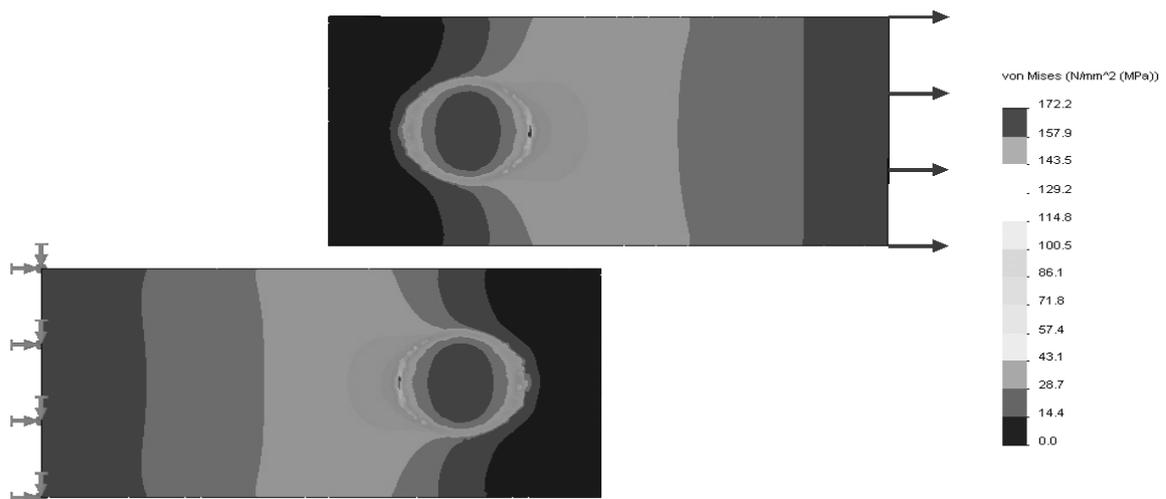


Рис. 5. Эпюра распределения напряжений в образце с круглой точкой

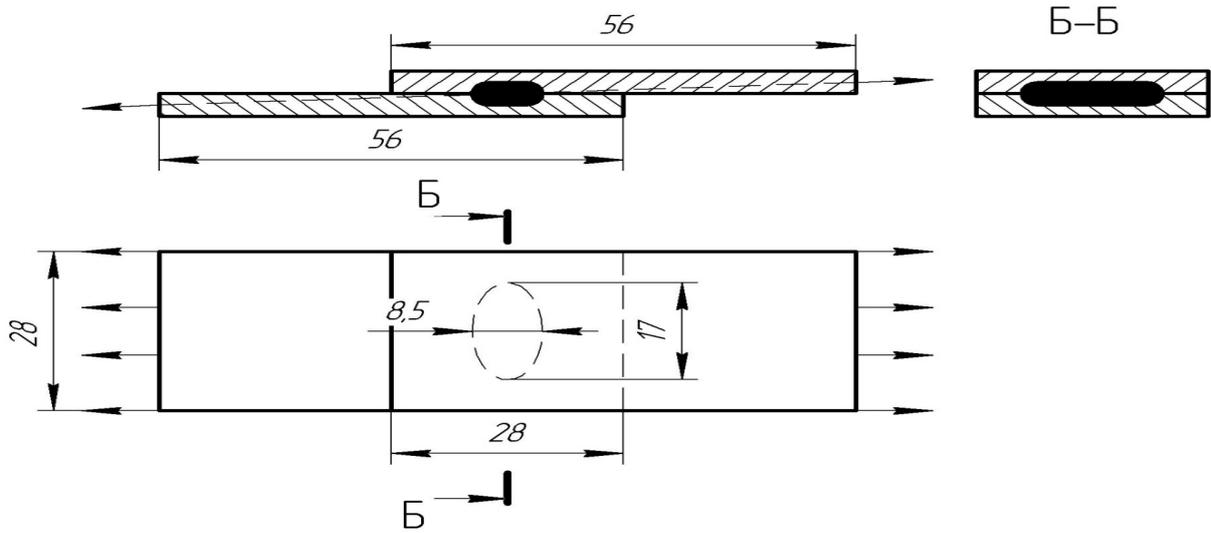


Рис. 6. Схема нагружения образца с овальной точкой с большей диагональю, расположенной перпендикулярно силовому потоку

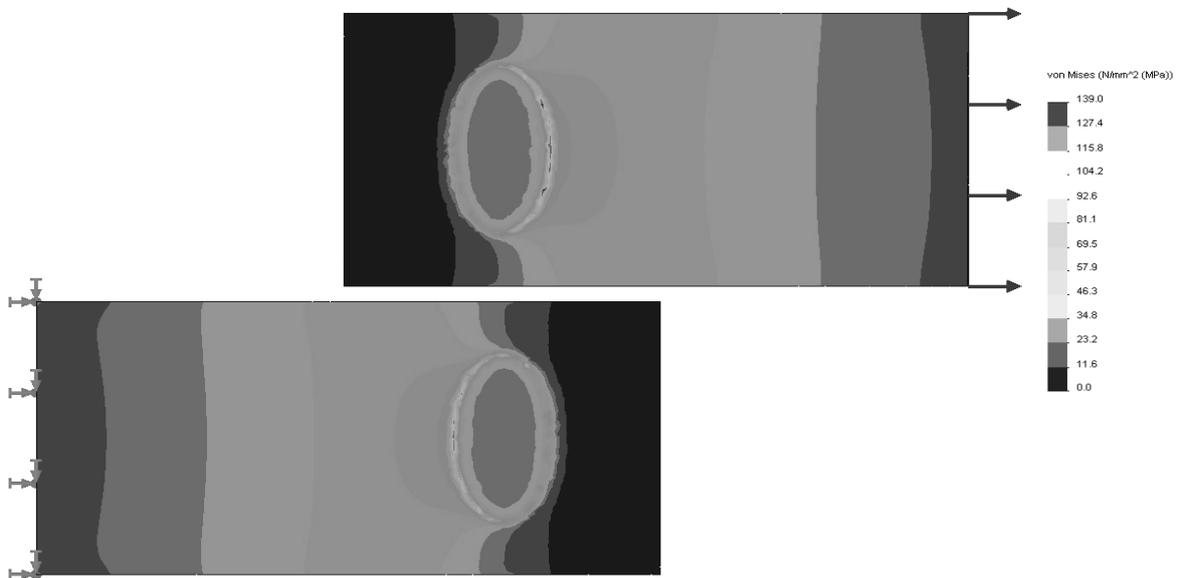


Рис. 7. Эпюра распределения напряжений в образце с овальной точкой с большей диагональю, расположенной перпендикулярно силовому потоку

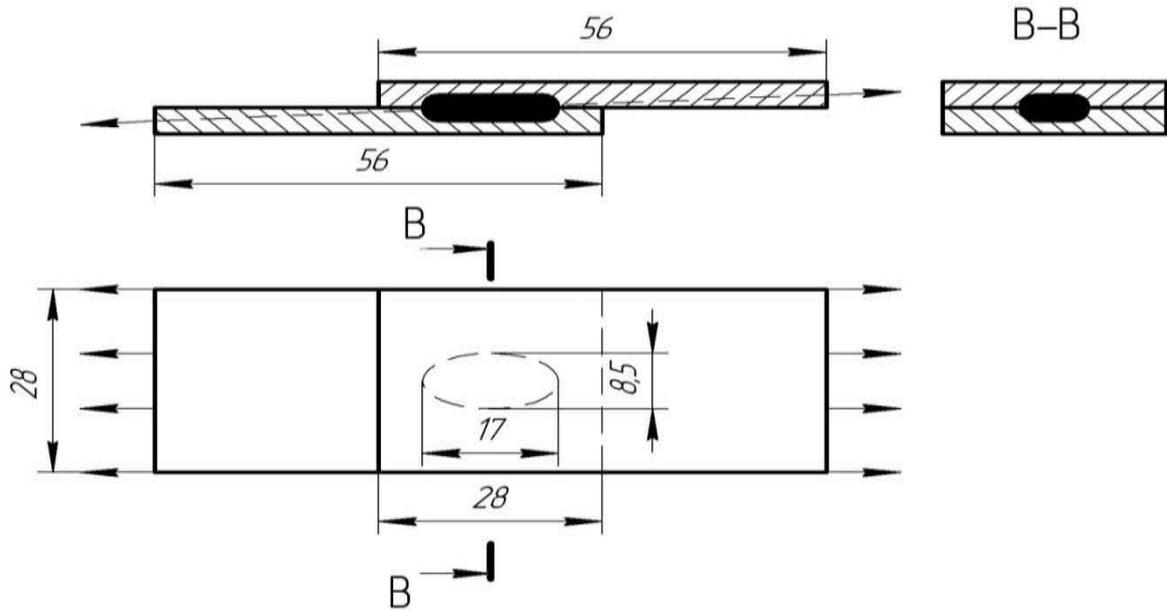


Рис. 8. Схема нагружения образца с овальной точкой с большей диагональю, расположенной вдоль силового потока

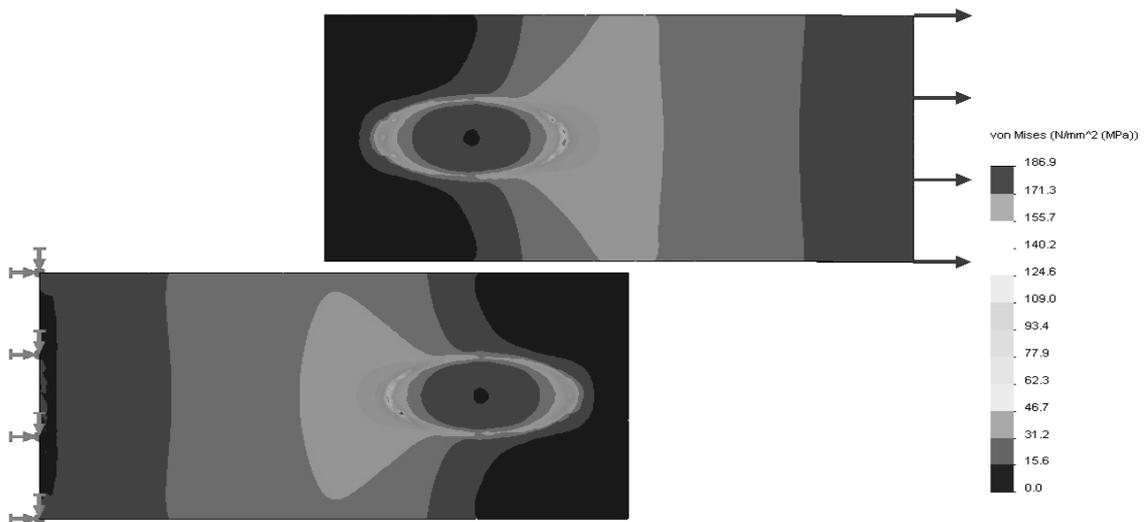


Рис. 9. Эпюра распределения напряжений в образце с овальной точкой с большей диагональю, расположенной вдоль силового потока

Как видно из приведенных на рис. 5, 7 и 9 эпюр распределения напряжений, форма сварной точки и ее расположение относительно силового потока значительно влияют на распределение рабочих напряжений. Наибольшие рабочие напряжения (189 МПа) отмечались для сварных овальных то-

чек, большая ось которых располагалась вдоль силового потока. Важно отметить, что максимальные рабочие напряжения для овальной точки с большей осью, расположенной перпендикулярно силовому потоку (139 МПа), на 20 % меньше, чем аналогичные для точки круглого сечения (172 МПа). Характерно так-

же, что распределение напряжений по сечению сварного соединения более равномерно для овальной точки с большей осью, расположенной перпендикулярно силовому потоку.

Обработка результатов численных экспериментов показала (рис. 10), что для обеспечения максимальной статической и усталостной прочности точечно-

го соединения следует использовать овальные точки с большей диагональю, расположенные перпендикулярно силовому потоку. Изменяя соотношения большой и малой оси овальной сварной точки, можно влиять на распределение рабочих напряжений в соединении и добиваться увеличения их прочности.

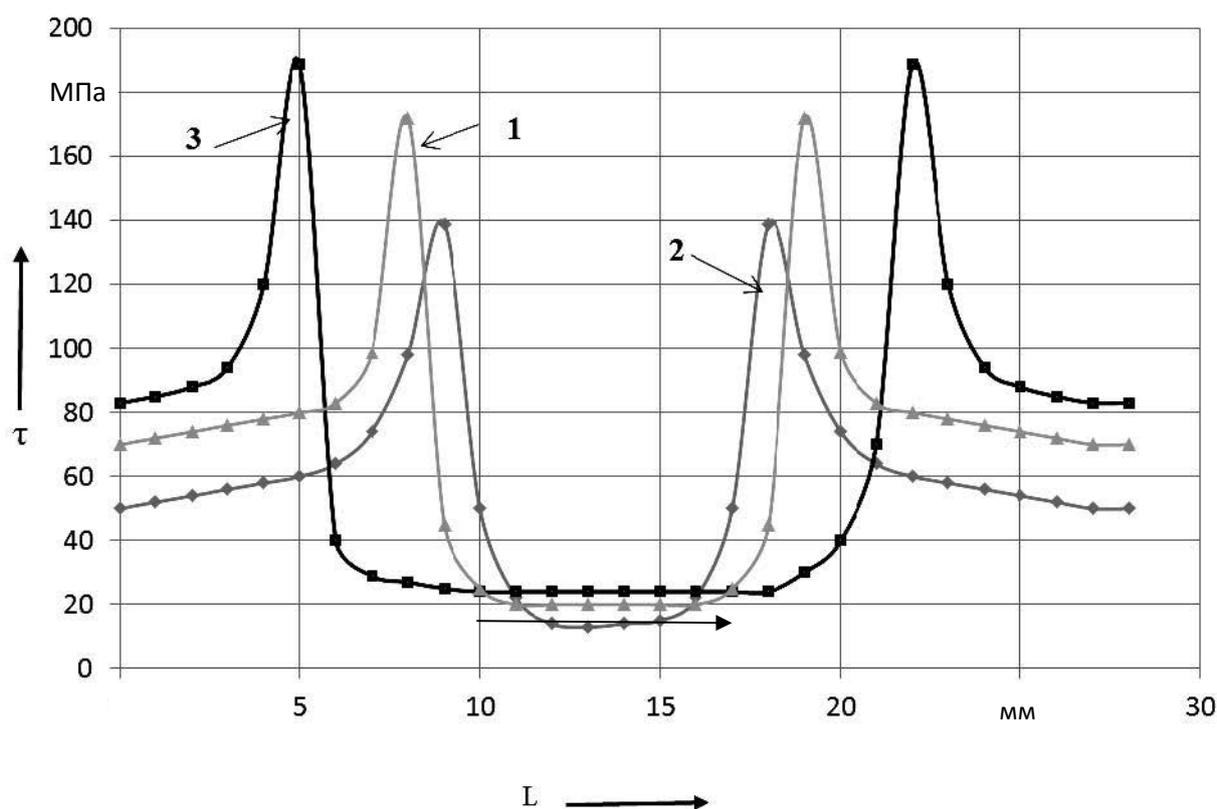


Рис. 10. Распределение рабочих напряжений по сечению сварной точки: 1 – круглая точка; 2 – овальная точка с большей диагональю, расположенной перпендикулярно силовому потоку; 3 – овальная точка с большей диагональю, расположенной параллельно силовому потоку

### Выводы

Точечные сварные соединения имеют высокую концентрацию напряжений на периферии соединения, в то время как центральная часть точки не нагружена. Для многоточечных нахлесточных соединений основную нагрузку несут сварные точки, расположенные у края нахлестки, и они отвечают за несущую

способность всей конструкции.

Одним из путей повышения статической и усталостной прочности точечных соединений является постановка сварных точек овальной формы с их рациональным расположением в соответствии с направлением действия внешней нагрузки. Изменение формы сварных точек возможно двумя способами: путем использования сварочных

электродов с рабочей поверхностью, соответствующей форме точки, и путем использования закладных или выштампованных рельефов в случае применения рельефно-точечной сварки.

Снижение количества сварных то-

чек и использование их рациональной формы позволят повысить производительность процесса сварки и уменьшить расход электроэнергии на получение сварных точечных соединений.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Влияние формы точки на несущую способность сварного соединения / Ю. А. Цумарев, С. Н. Емельянов, Е. Н. Цумарев, В. К. Шелег // Вестн. машиностроения. – 2012. – № 7. – С. 54–56.

2. **Березиенко, В. П.** Теоретические и технологические основы повышения несущей способности соединений, выполненных контактной точечной и рельефной сваркой, регулированием их напряженно-деформированного состояния: дис. ... д-ра техн. наук: 15.06.97 / В. П. Березиенко. – Могилев, 1997. – 345 с.

3. **Березиенко, В. П.** Совершенствование математической модели, описывающей термомеханический цикл контактной точечной сварки / В. П. Березиенко, В. А. Попковский, С. Н. Емельянов // Ресурсосберегающие технологии и оборудование в машиностроении, сварочном производстве и строительстве: сб. науч. тр. – Минск, 1991. – Ч. 2. – С. 286–295.

*Статья сдана в редакцию 14 ноября 2019 года*

**Светозар Николаевич Емельянов**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: e\_svetozar@mail.ru.

**Виктор Александрович Попковский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Svetozar Nikolayevich Emelyanov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: e\_svetozar@mail.ru.

**Victor Aleksandrovich Popkovsky**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.9

*П. Г. Жуковец, А. А. Жолобов, Г. Ф. Шатуров*

## К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ ТОКАРНЫХ ЦЕНТРОВ

---

UDC 621.9

*P. G. Zhukovets, A. A. Zholobov, G. F. Shaturov*

## ON THE ISSUE OF EFFECTIVE USE OF MODERN TURNING CENTERS

---

### Аннотация

Рассмотрены вопросы образования погрешности от упругих перемещений элементов технологической системы резания (ТСП) при обработке на токарных станках с двумя револьверными головками. Доказано, что при двухсторонней токарной обработке, при увеличении производительности в 2 раза по машинному времени, точность обработки может быть в несколько раз выше, чем при односторонней.

### Ключевые слова:

токарная обработка, двухсторонняя обработка, упругие перемещения ТСП, жёсткость, точность обработки.

### Abstract

The article deals with imprecision caused by the elastic displacements of elements of the technological cutting system during processing on turning machines with two turret heads. It has been proved that with double-sided turning and a two-fold increase in productivity with regard to machine time, the processing accuracy can be several times higher compared to single-sided turning.

### Keywords:

turning process, double-sided turning, elastic displacements of technological cutting system, rigidity, processing accuracy.

---

До недавнего времени эволюция металлообработки происходила по схеме: объект производства – станок – оснастка – инструмент.

В настоящее время в связи с созданием новых инструментальных материалов на основе нанотехнологий, способных вести обработку поверхностей деталей на высоких скоростях резания, появилась необходимость создания технологических систем, которые могли бы использовать в полной мере возможности новых инструментов.

Так, созданный нанокубический нитрид бора (микробор) имеет теплоустойкость около 1500 °С, что более чем в 2 раза выше теплоустойкости природного алмаза и в 1,4 раза выше синтети-

ческого алмаза.

Интересны результаты исследований в производстве инструментальных пластин за счёт нанесения на их рабочие поверхности методами напыления конденсаций паровой фазы (PVD) или химического осаждения из газовой фазы (CVD) многослойных карбидных, нитридных, комбинированных и других покрытий. Следует отметить, что при общей толщине такого покрытия 10...20 мкм в него вмещается несколько сотен слоев иногда разных материалов и их соединений.

Исследования в этом направлении, проведённые в США, Китае, Японии, Чехии, России, Беларуси и других странах, показали, что наиболее эффектив-

ными являются покрытия типа TiAl(N), Ti(C, N), Nb(N) и др. [1].

Применение новых инструментальных материалов и покрытий позволяет в 2...3 раза повысить скорость резания конструкционных сталей. Кроме того, появилась уникальная возможность замены энерго- и теплонасыщенного процесса шлифования закалённых поверхностей деталей лезвийной обработкой, что предотвращает шаржирование и существенно снижает износ этих и контактируемых с ними поверхностей в сопряжении деталей машин.

Наряду с созданием и совершенствованием инструментальных материалов проводится серьёзная работа по разработке условий надёжной установки и крепления инструмента, а также подвода охлаждающей среды непосредственно в зону резания. В качестве такой среды успешно используется сжатый воздух для обдува зоны резания или туман на основе масла растительного происхождения.

Приведённые мероприятия по разработке и внедрению в технологию металлообработки высокоэффективного режущего инструмента потребовали создания новых станков и технологической оснастки, отличающихся высокой точностью, скоростью главного движения и подачи, жёсткостью, виброустойчивостью, возможностью компенсации тепловых явлений, сопровождающих обработку, и прочее.

В связи с этим и не только в последние пару десятилетий на новый качественный этап вышло и станкостроение. Внедрение в теорию и практику станкостроения 3D-моделирования и метода конечных элементов позволило существенно повысить жёсткость станин при значительном снижении их металлоёмкости. За счёт применения современных опор и технологии формирования шпиндельных узлов их частота вращения доведена до 50 000 мин<sup>-1</sup> и более при погрешностях формируемых поверхностей в считанные микрометры.

При таких высоких частотах вращения заготовок или инструментов особую обеспокоенность вызывают вибрации, являющиеся следствием множества факторов, которые сопровождаются вынужденными автоколебаниями технологической системы резания (ТСР).

В направлении создания станин, отличающихся высокой эффективностью гашения вибраций, серьёзных успехов достигли учёные в Китае и Чехии, где для изготовления этих корпусных базовых деталей был разработан и внедрён в производство так называемый способ холодного минерального литья. Суть этого способа заключается в том, что заготовки станин формируют из наполнителей в виде натуральной мраморной или гранитной крошки и полиэфирной смолы (типа эпоксидной) с добавлением красителей. По данным чешского завода «Хеб», такие станины, армированные, например, стальными направляющими, гасят вибрации в 6 раз эффективнее чугуновых и в десять – стальных сварных. Кроме виброустойчивости, такие станины обладают химической стойкостью и термической стабильностью.

Особое внимание уделено управляющим программам (УП) и механизмам их отработки. УП для новых высокоскоростных методов формирования поверхностей деталей характеризуются сложностью, имеют большие объёмы памяти и высокую скорость вычислений с удобным интерфейсом их редактирования.

На основании вышеизложенного видно, что внедрение в металлообработку комплекса мероприятий по многим направлениям позволяет вывести на новую качественную основу формирование поверхностей деталей, в том числе и разнообразных валов на станках с ЧПУ.

Однако изложенные выше мероприятия не решают полностью проблему обеспечения точности размеров и формы обрабатываемых поверхно-

стей, особенно при формировании нежёстких валов.

Есть возможность увеличения сопротивления силам резания за счёт использования люнетов, но такой приём не способствует интенсификации операции, а, наоборот, увеличивает её трудоёмкость.

На основании анализа современных способов формирования поверхностей валов и возможностей токарных центров далее в статье приведены теоретические исследования по особенностям одновременного повышения точности и производительности обработки за счёт использования двухстороннего резания на станках, имеющих два суппорта или две револьверные головки, например, типа «Spinner».

В технологической системе (ТС), состоящей из обрабатываемой заготовки, узлов станка, приспособления, под воздействием сил резания при обработке появляются упругие перемещения.

Во многих случаях величина этих перемещений может быть велика и оказывать преобладающее влияние на общую погрешность обработки.

В процессе резания на заготовку и резец действует одинаковая по модулю и противоположная по направлению сила резания, которая для удобства разлагается на три составляющие  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  по осям координат. Как показывают многочисленные исследования, влияние на точность составляющих  $P_x$  и  $P_z$  значительно меньше, чем  $P_y$ . Поэтому в работе ограничились влиянием только радиальной составляющей силы резания  $P_y$ , которая оказывает доминирующее влияние на точность обработки.

Общее перемещение элементов ТСП в этом случае определяют по формуле

$$y = y_{дет} + y_{з.б.} + y_{п.б.} + y_{суп}, \quad (1)$$

где  $y_{дет}$ ,  $y_{з.б.}$ ,  $y_{п.б.}$ ,  $y_{суп}$  – упругие перемещения детали, задней бабки, пе-

редней бабки и суппорта.

Для односторонней токарной обработки одним резцом погрешность от упругих перемещений элементов ТСП вычисляют по следующей формуле:

$$y = P_y \cdot w_{дет} \left( \frac{l_1}{l} \right)^2 \left( 1 - \frac{l_1}{l} \right)^2 + P_y \left( 1 - \frac{l_1}{l} \right)^2 \cdot w_{з.б.} + P_y \left( \frac{l_1}{l} \right)^2 \cdot w_{п.б.} + P_y \cdot w_{суп}, \quad (2)$$

где  $l$  – длина детали;  $l_1$  – расстояние расположения резца от начала обработки, см;  $P_y$  – радиальная составляющая силы резания;  $w_{дет}$ ,  $w_{з.б.}$ ,  $w_{п.б.}$ ,  $w_{суп}$  – податливость детали, задней бабки, передней бабки и суппорта соответственно, мкм/Н.

$$w_{дет} = \frac{l^3 \cdot 10^4}{3E \cdot J}, \quad (3)$$

где  $E$  – модуль упругости,  $E = 2 \cdot 10^7$  Н/см<sup>2</sup>;  $J$  – момент инерции сечения, см<sup>4</sup>; для вала  $J = 0,05 \cdot d^4$ .

В современных условиях для повышения производительности и точности обработка валов производится на оборудовании, имеющем два суппорта и (или) две револьверные головки с инструментами (например, БС-52 «Белстанок», ТТС 300-42 «Spinner» (рис. 1)), с двух сторон заготовки.

При этом возможны следующие варианты обработки:

1) первый резец снимает припуск при перемещении от задней бабки к передней. Второй инструмент одновременно снимает припуск, перемещаясь от передней бабки к задней;

2) второй резец обрабатывает де-

таль от задней бабки к передней, первый – от передней к задней;

3) оба резца обрабатывают заготовку от центра, первый – в направлении

задней бабки, второй – к передней;

4) оба резца обрабатывают заготовку от центра, первый – в направлении передней бабки, второй – к задней.



Рис. 1. Токарный станок с двумя револьверными головками модели ТТС 300-42 фирмы «Spinner»

Из рассмотренных вариантов обработки вала следует остановиться на вариантах 1 и 4, при которых на заготовку накладывается момент от осевых сил резания, уменьшающий перемещение менее жёсткой задней опоры вала (задней бабки станка). Это способствует уменьшению общей погрешности обработки, определяемой из следующего выражения:

$$\Delta d = 2(Y_x - Y_0), \quad (4)$$

где  $Y_0$  – деформация задней опоры вала при  $x = 0$ ;  $Y_x$  – упругая деформация ТСП в месте расположения резца.

Рассмотрим двухстороннюю обработку вала в центрах по варианту 1 (рис. 2).

Вал можно представить как балку, лежащую на двух опорах. Для определения прогиба детали можно использовать метод начальных параметров [2].

Сначала определяют реакции опор  $R_A$  и  $R_B$ :

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ R_B &= P_1 \left(1 - \frac{l_1}{L}\right) - P_2 \left(1 - \frac{l_2}{L}\right); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_A = P_2 \frac{l_2}{L} - P_1 \frac{l_1}{L}. \quad (6)$$

Начальные параметры находят следующим образом:  $y_0 = y_B = 0$  при  $x = 0$ ;  $y(L) = y_A = 0$  при  $x = L$ .

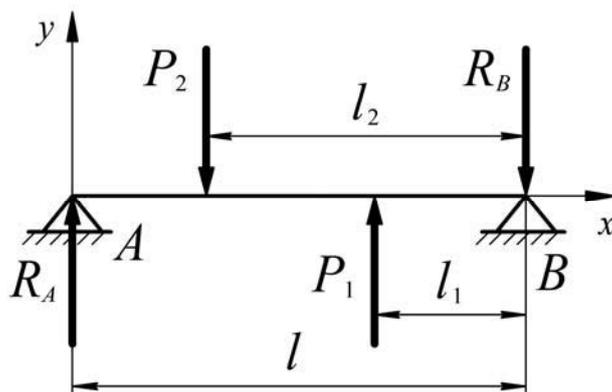


Рис. 2. Схема сил резания при обработке вала:  $P_1, P_2$  – радиальные составляющие силы резания при обработке первым и вторым резцом соответственно

Тогда уравнение упругой линии для детали:

$$y(x) = y_0 + \Theta \cdot x + \frac{1}{3!E \cdot J} \times (R_A \cdot x^3 + P_1(x-l_1)^3 - P_2(x-l_2)^3). \quad (7)$$

Затем определяют начальный угол поворота детали  $\Theta$ .

При  $y(L) = 0$

$$\Theta \cdot L + \frac{1}{6E \cdot J} \times (R_A \cdot L^3 - P_2 \cdot l_2^3 + P_1 \cdot l_1^3) = 0.$$

Отсюда

$$\Theta = \frac{P_2 \cdot l_2^3 - R_A \cdot L^3 - P_1 \cdot l_1^3}{6L \cdot E \cdot J}. \quad (8)$$

Прогиб детали в точке контакта резца 1 с координатой  $l_1$ :

$$y_{dem2} = [\Theta(L-l_2) + \frac{R_A(L-l_2)^3}{6}] \frac{1}{E \cdot J}. \quad (9)$$

Аналогично прогиб детали в точке

контакта резца 2 с координатой  $l_2$

$$y_{dem1} = [\Theta(L-l_1) + \frac{R_A(L-l_1)^3}{6} + \frac{P_2(l_2-l_1)^3}{6}] \frac{1}{E \cdot J}. \quad (10)$$

При этом здесь и далее упругие деформации с индексом 2 (в точке нахождения второго резца) определяются от левого торца детали до середины, а с индексом 1 (в точке нахождения первого резца) – от правого торца до середины. То есть  $y_{dem1}$  соответствует левой половине детали, а  $y_{dem2}$  – правой.

В качестве примера рассмотрена обработка гладкого вала длиной 300 мм. Диаметр заготовки – 40 мм, диаметр детали – 35 мм. Заготовка – предварительно обработанный прокат. Припуск на обработку – 2,5 мм. Подача – 0,2 мм/об. Скорость резания  $V = 160$  м/мин. Обработка проводится на станке БС-42 (аналог ТТС 300-42) с двумя револьверными головками. Податливость передней бабки 0,05 мкм/Н, задней бабки – 0,1 мкм/Н, податливость первого суппорта – 0,05 мкм/Н, податливость второго – 0,04 мкм/Н.

Так как припуск для обоих резцов одинаков, то радиальные составляющие сил резания  $P_1$  и  $P_2$  также будут

равны. Согласно методике расчёта [2]  $P_1 = P_2 = 460$  Н.

Подставляют исходные данные в

зависимости (9) и (10). Результат представлен на рис. 3.

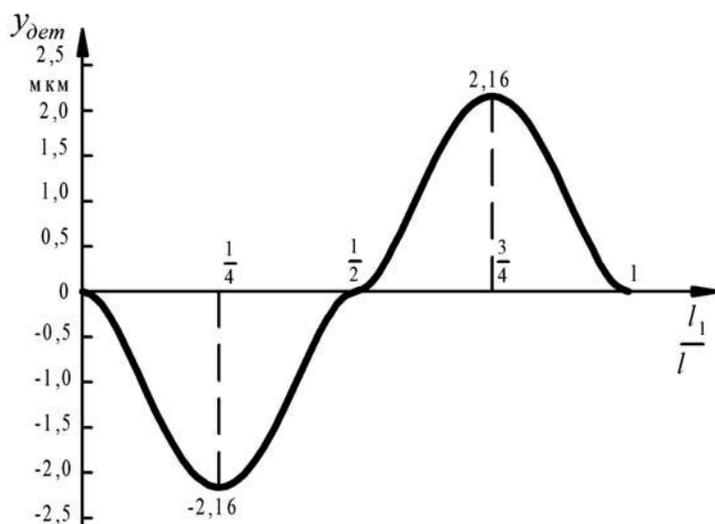


Рис. 3. Упругая деформация оси вала от радиальных составляющих сил резания  $P_1$  и  $P_2$

На погрешность обработки также влияют непрерывные упругие перемещения опор вала, которые происходят под воздействием изменяющихся сил,

действующих на опоры, при продольном перемещении резцов. На рис. 4 показаны упругие перемещения опор [4].

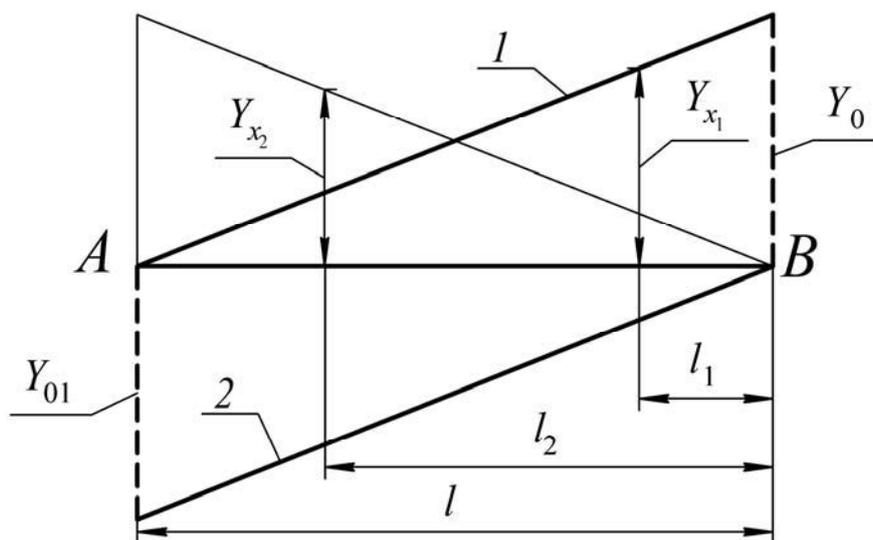


Рис. 4. Упругие деформации опор технологической системы: 1 – упругая деформация задней опоры; 2 – упругая деформация передней опоры;  $Y_0$ ,  $Y_{01}$  – максимальные упругие деформации задней и передней бабок станка (опор вала)

Когда резцы находятся в исходном положении (у торцов детали), имеют

место упругие перемещения опор детали (см. рис. 4):

$$Y_0 = R_B \cdot w_{з.б.}; \quad (11) \quad \text{— для левой половины детали}$$

$$Y_{01} = R_A \cdot w_{н.б.} \quad (12) \quad Y_{x2} = \frac{R_B \cdot w_{з.б.} \cdot (L - l_2) - R_A \cdot w_{н.б.} \cdot l_2}{L}. \quad (14)$$

Упругие перемещения детали от смещения опор в местах положения резцов определяют по следующим зависимостям:

— для правой половины детали

$$Y_{x1} = \frac{R_B \cdot w_{з.б.} \cdot (L - l_1) - R_A \cdot w_{н.б.} \cdot l_1}{L}; \quad (13)$$

Подставляют исходные данные в зависимости (13) и (14). Получается результат, представленный в виде графика на рис. 5.

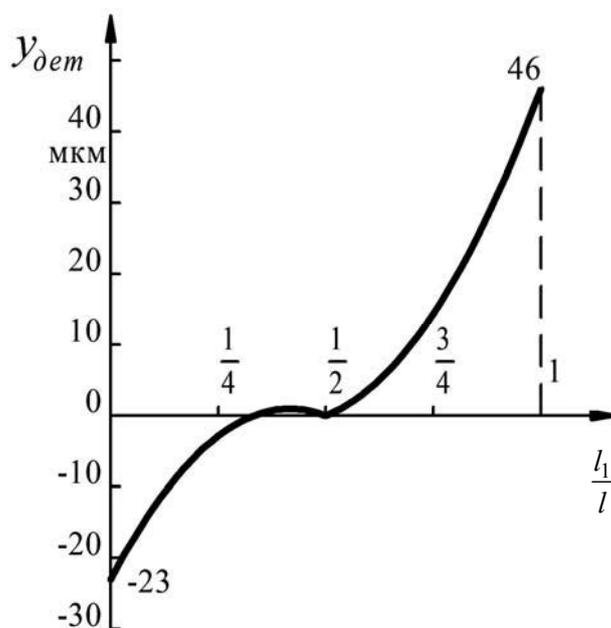


Рис. 5. Перемещение оси вала от смещения опор

Общие упругие перемещения детали от упругих деформаций самой детали и перемещения опор находят следующим образом:

— для правой половины детали

$$Y_{дет1} = y_{дет1} + Y_{x1}; \quad (15)$$

— для левой половины детали

$$Y_{дет2} = y_{дет2} + Y_{x2}. \quad (16)$$

Подставляют данные в зависимости (15) и (16). Получается результат, представленный на рис. 6.

В дальнейшем определяют упругие перемещения детали при односторонней обработке и сравнивают с перемещениями при двухсторонней.

Подставляют исходные данные для односторонней обработки в зависимость (2) (не учитывая последнее слагаемое). Результат этих вычислений представлен в виде графика на рис. 7.

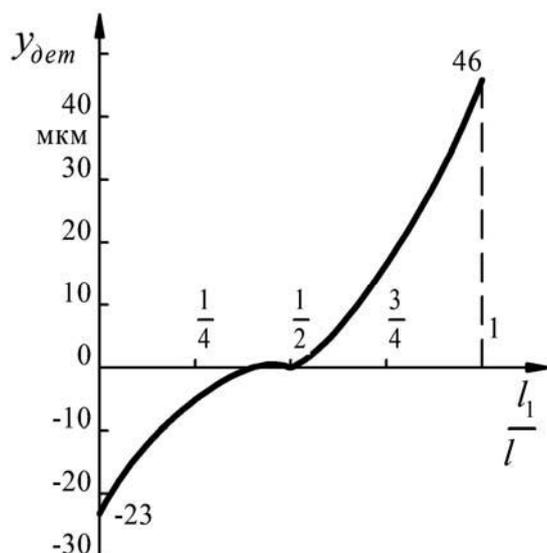


Рис. 6. Общие упругие перемещения детали от упругих деформаций самой детали и смещения опор при двухсторонней обработке

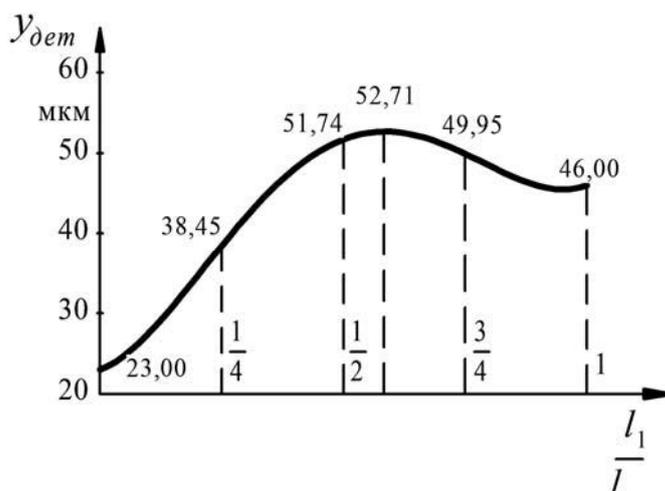


Рис. 7. Общие упругие перемещения детали от упругих деформаций самой детали и смещения опор при односторонней обработке

Для определения общего перемещения элементов ТСР к общим упругим перемещениям детали необходимо добавить постоянное (не зависящее от местоположение резца) упругое перемещение суппорта. Для двухсторонней обработки:

$$y_1 = Y_{dem1} + y_{cyn1} ; \quad (17)$$

$$y_2 = Y_{dem2} + y_{cyn2} , \quad (18)$$

где  $y_1, y_2$  – общее перемещение элементов ТСР справа и слева от середины детали.

Для односторонней обработки используют зависимость (2). Точение производят более жестким суппортом 2. Подставляют исходные данные в зависимости (17), (18) и (2) получают результат, представленный на рис. 8 и 9.

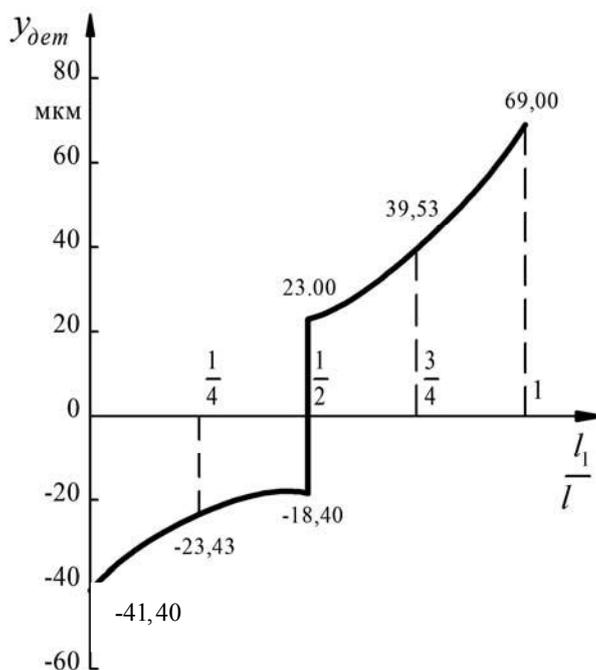


Рис. 8. Общие упругие перемещения ТСП при двухсторонней обработке

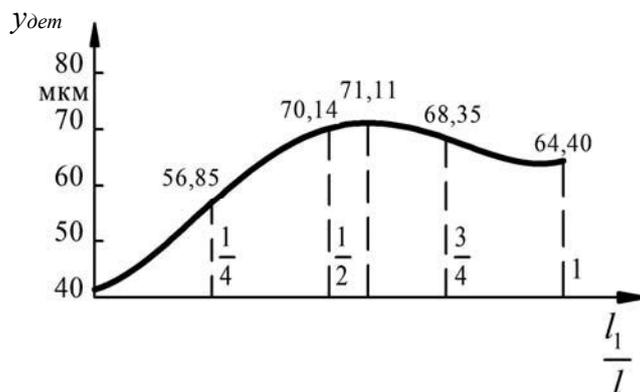


Рис. 9. Общие упругие перемещения ТСП при односторонней обработке

При односторонней обработке методом пробных ходов разность между настроенным диаметром и фактическим диаметром обработки можно компенсировать, вводя соответствующую коррекцию; она равна половине разности фактического и настроенного диаметров.

Погрешность обработки от упругих перемещений [5] определяют по зависимости

$$\Delta = d_{\max} - d_{\min} = 2(y_{\max} - y_{\min}); \quad (19)$$

для односторонней обработки

$$\Delta = 2(71,11 - 41,4) = 59,42 \text{ мкм.}$$

Аналогичным образом можно ввести коррекцию для каждого из резцов при двухсторонней обработке:

$$\Delta = 2 (64,4 - 18,4) = 92 \text{ мкм.}$$

Введя коррекцию на величину перемещений каждого из суппортов в сторону оси детали, можно получить профиль продольного сечения, соответствующего рис. 6.

В этом случае можно увидеть, что реальная цилиндрическая поверхность представляет собой поверхность, приближённую к двум конусам. Для получения поверхности, наиболее приближённой к цилиндрической, достаточно производить обработку цилиндрической поверхности как обработку двух конусов, обратных показанным на рис. 6. Это легко осуществляется на современных станках с ЧПУ, работающих в диалоговом режиме. Достаточно выбрать

цикл «точение конуса» и задать необходимую конусность, которую можно определить по следующим формулам:

– для правого резца

$$C_1 = \frac{Y_{dem1}}{L}; \quad (20)$$

– для левого резца

$$C_2 = \frac{Y_{dem2}}{L}. \quad (21)$$

После ввода коррекции на перемещение суппортов и коррекции конуса получится перемещение элементов ТСР в соответствии с рис. 10.

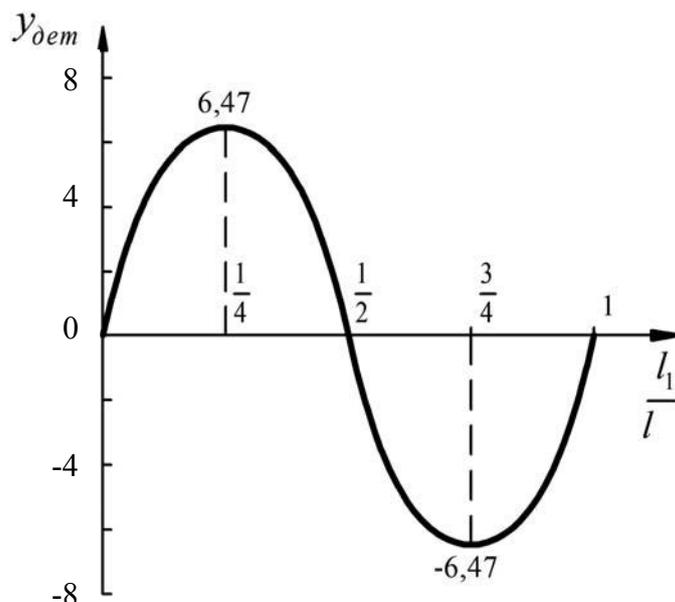


Рис. 10. Общие упругие перемещения ТСР при двухсторонней обработке после введения коррекции

В этом случае погрешность обработки от упругих перемещений

$$\Delta = 2 (6,47 - 0) = 12,94 \text{ мкм.}$$

На основании приведенных расчетов можно увидеть, что двухсторонняя

токарная обработка гладкого вала позволяет повысить производительность обработки по машинному времени не менее, чем в 2 раза. При этом достигается точность обработки в 4,6 раза выше, чем при односторонней.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Формирование поверхностей валов суперколлайдеров: монография / В. А. Логвин, А. А. Жолобов, Ж. А. Мрочек, В. М. Никитин. – Могилёв: Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 191 с.: ил.
2. Сопротивление материалов / Под ред. Г. С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1986. – 776 с.: ил.
3. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1985. – Т. 2. – 496 с.: ил.
4. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления / А. А. Жолобов. – Могилёв: Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с.
5. **Маталин, А. А.** Технология машиностроения / А. А. Маталин. – Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 496 с.: ил.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Павел Григорьевич Жуковец**, главный технолог, ОАО «Могилёвлифтмаш».  
E-mail: ZhukovetsPG@liftmach.by.

**Александр Алексеевич Жолобов**, канд. техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

**Геннадий Филиппович Шатуров**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

**Pavel Grigoryevich Zhukovets**, Chief Technologist, JSC «Mogilevliftmach».  
E-mail: ZhukovetsPG@liftmach.by.

**Aleksandr Alekseyevich Zholobov**, PhD (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

**Gennady Filippovich Shaturov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 621.791.763.2

*А. О. Коротеев, Е. А. Фетисова, В. П. Куликов*

---

**ОСОБЕННОСТИ ДУГОВОЙ СВАРКИ ВЫСОКОПРОЧНЫХ НИЗКОЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ С ДВУХСТРУЙНОЙ КОАКСИАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ КОМПОНЕНТОВ ЗАЩИТНОЙ ГАЗОВОЙ СМЕСИ**

---

UDC 621.791.763.2

*A. O. Koroteyev, E. A. Fetisova, V. P. Kulikov*

---

**FEATURES OF ARC WELDING OF HIGH-STRENGTH LOW-ALLOYED STEELS WITH DOUBLE-JET COAXIAL SUPPLY OF PROTECTIVE GAS MIXTURE COMPONENTS**

---

**Аннотация**

Исследованы особенности перехода легирующих элементов через дуговой промежуток при сварке с двухструйной подачей компонентов защитной газовой среды сталей повышенной прочности со сложными системами легирования. На основании металлографических исследований и механических испытаний определены преимущества предлагаемой технологии для сварки сталей типа S700.

**Ключевые слова:**

перенос электродного металла, высокопрочные низколегированные стали, двухструйная газовая защита, коаксиальная подача газов в зону сварки, газовые смеси.

**Abstract**

The transition of alloying elements through the arc gap has been investigated while welding high-strength steels having complex alloying systems with a double-jet supply of components of a protective gas medium. Based on metallographic studies and mechanical tests, the advantages of the proposed technology for welding S700 type steels have been determined.

**Keywords:**

electrode metal transfer, high-strength low-alloy steels, double-jet gas shielding, coaxial gas supply to the welding zone, gas mixtures.

---

Дуговая сварка в защитных газах является на сегодняшний день наиболее производительным и динамично развивающимся способом получения неразъемных соединений. Объем её применения составляет около 80 % от всех используемых способов и постоянно растет. Это обусловлено высокой производительностью способа и широкой номенклатурой сварочных материалов, позволяющими выполнять сварку сталей и сплавов различных структурных классов в любых пространственных положениях [1].

Отличительная особенность спо-

соба – защита зоны сварки от атмосферного воздуха газом или газовой смесью, выполняющей, как правило, две основные функции: вытеснение воздуха из зоны горения дуги и сварочной ванны и создание необходимых условий для наиболее эффективного протекания физико-металлургических процессов плавления присадочной проволоки и переноса электродного металла через дуговой промежуток [1].

В настоящее время наиболее перспективной защитной газовой средой для сварки конструкционных низкоуглеродистых и низколегированных

сталей является смесь на основе аргона ( $Ar + CO_2$ ). Появление новых материалов вызывает необходимость отказа от чистых активных газов, таких как  $CO_2$ , в пользу смесей, где основную долю занимает инертный газ. Среди таких материалов наибольший интерес представляют низколегированные стали повышенной прочности (S690QL, S700), преимущественно зарубежного производства (SAAB, RUUKKI), активно применяемые в последнее время при изготовлении тяжело нагруженных элементов металлоконструкций. Особенностью новых материалов является уникальная система легирования, позволяющая в процессе высокотемпературной прокатки с контролируемой температурой охлаждения получить наиболее эффективную с точки зрения прочности и пластичности материала микроструктуру. В связи со сложностью химического состава присадочных материалов сварка таких сталей производится исключительно в смесях  $Ar + CO_2$  и чистом аргоном. В качестве присадочного материала используются преимущественно дорогостоящие порошковые проволоки.

Ранее авторами была предложена схема создания защитной газовой смеси  $Ar + CO_2$  непосредственно в зоне горения дуги с помощью специального сопла с концентричными отверстиями для независимой подачи аргона и углекислого газа [2–6]. Сущность технологии заключается в реализации управляемого механизма взаимодействия двух газов, имеющих различные газодинамические свойства, за счет их взаимной инжекции с образованием смеси компонентов требуемого состава. При этом удается больше чем в 2 раза снизить расход аргона как более дорогостоящего компонента [2–6]. Такая схема имеет две ключевые особенности: смесь формируется по средствам взаимодействия потоков и её состав является управляемым; защитная газовая атмосфера имеет градиент концентрации компонентов по верти-

кальной и радиальной оси, обусловливаемый разнесенными в пространстве областями их ввода в зону сварки.

Несмотря на кажущуюся очевидность реализации такой концепции с точки зрения защиты периферийных областей чистым углекислым газом, а центральной области, в которой происходят важные физико-металлургические процессы плавления присадочной проволоки и переноса электродного металла в сварочную ванну, определяющие технологические характеристики способа, – аргоном, проведенные до настоящего времени результаты исследований по взаимодействию потоков не позволяют сформировать целостную картину формирования защитной атмосферы и влияния компонентов на процессы, происходящие в зоне горения дуги. Важнейшим в этом случае является характер переноса электродного металла. Капля, будучи сильно перегретой в области дугового промежутка, активно взаимодействует через поверхность с омывающим её потоком защитной среды и растворяет в себе газы. Размеры капли при этом определяют эффективную площадь контакта с газовой средой и интенсивность протекания таких реакций. Принято считать, что уменьшение размеров капель благоприятно сказывается на стабильности процесса и снижении разбрызгивания электродного металла. В то же время активная поверхность того же объема переносимого металла оказывается большей, чем в случае переноса крупными каплями, что сказывается на эффективности протекания металлургических реакций.

В связи с этим важным, особенно при сварке присадочными материалами с комплексными системами легирования, является влияние способа газовой защиты и параметров режима на коэффициент перехода легирующих элементов в наплавленный металл шва.

Цель проводимых исследований – определение зависимости и анализ характера изменения концентрации элементов-

раскислителей (Mn, Si) в наплавленном металле от значений основных параметров режима сварки (силы сварочного тока и напряжения на дуге) и способа газовой защиты.

Методика проведения экспериментов основана на наплавке валиков на пластины в специально подготовленные канавки и измерения массовой доли содержания в них химических элементов. Канавки необходимы для имитации условий, определяющих при сварке долю основного и присадочного металла в шве. В процессе проведения экспериментов изменялись значения силы тока в диапазоне значений от 150 до 250 А и напряжения на дуге. Каждому значению силы тока соответствовали несколько значений напряжения в диапазоне стабильного горения сварочной дуги.

Наплавка осуществлялась с использованием двухструйной подачи газов в зону горения дуги и по традиционной технологии газовой защиты

струйным потоком смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> в автоматическом режиме.

Геометрические параметры выходных отверстий сопла и расходы газов приведены на рис. 1 и 2, в табл. 1 и 2. Экспериментальная модель сопла изготовлена на базе горелки Fronius MTW 3500 S. В качестве сварочного оборудования использовался сварочный полуавтомат Fronius Trans Steel 3500 с отключенными функциями синергетического управления процессом сварки. Значения параметров режима задавались вручную через скорость подачи проволоки и напряжения на дуге. Сила тока фиксировалась при помощи осциллографа в реальном времени с цифровой записью параметров режима. Расход газов, независимо подаваемых в зону сварки, контролировался с помощью ротаметров поплавкового типа РМ-1,6Г-ГОСТ 13045-81 (для углекислого газа) и РМ-0,63Г-ГОСТ 13045-81 (для аргона) с игольчатыми поплавками.

Табл. 1. Геометрические параметры сопла с двухструйной коаксиальной подачей газов

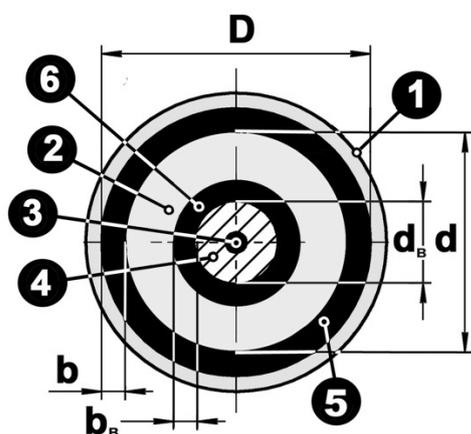


Рис 1. Геометрические характеристики сопла сварочной горелки: 1 – наружное сопло; 2 – газораспределительная втулка; 3 – сварочная проволока; 4 – токоподводящий наконечник; 5 – канал для подачи CO<sub>2</sub>; 6 – канал для подачи аргона

Параметр	Значение
Наружный диаметр кольцевого отверстия D, мм	22
Внутренний диаметр кольцевого отверстия d, мм	18
Внутренний диаметр центрального канала (диаметр токоподводящего наконечника) d <sub>в</sub> , мм	7
Ширина кольцевого канала b, мм	2
Ширина внутреннего канала b <sub>в</sub> , мм	2,5

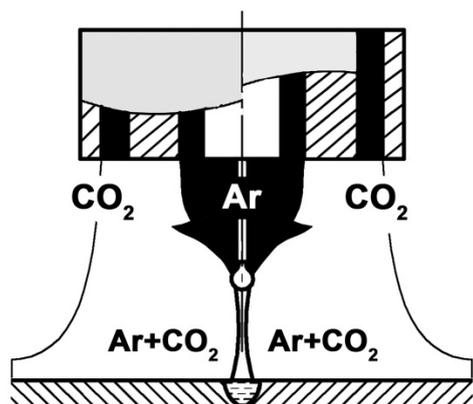


Рис 2. Строение защитной газовой атмосферы при использовании сопла с двухструйной подачей газов

Табл. 2. Расходы защитных газов и параметры режима наплавки

Параметр	Значение
Расход аргона, подаваемого по центральному каналу сопла, л/мин	3,5...4
Расход углекислого газа, подаваемого по кольцевому каналу сопла, л/мин	9...9,5
Вылет электродной проволоки $L_3$ , мм	14
Скорость наплавки (сварки), м/ч	10...15
Угол между осью горелки и плоскостью детали	80...90

Для измерения массовой доли химических элементов использовался оптико-эмиссионный спектрометр Solaris GNR-SCP. Измерение проводилось с поверхности наплавки. Для этого выпуклости валиков сфрезеровывались до основного металла с целью создания необходимых плоских площадок для проведения спектрального анализа.

По результатам экспериментальных исследований построены графические зависимости для способов сварки с традиционной газовой защитой и двухструйной подачей компонентов защитной газовой смеси в зону горения дуги, представленные на рис. 3.

Результаты проведенных исследований показали, что наиболее существенное влияние на переход марганца и кремния из сварочной проволоки в наплавленный металл шва оказывает напряжение на дуге (изменение значения напряжения на 5 В в среднем изменяет количество марганца в шве на 15...20 %). Вероятно, это происходит вследствие изменения длины дуги.

Ранее авторами описывалась особенность процесса сварки с двухструй-

ной подачей компонентов, заключающаяся в изменении условий плавления проволоки при увеличении длины дуги, оказывающая влияние на процесс переноса электродного металла [5, 6].

Как видно из полученных зависимостей, при использовании двухструйной подачи газов в зону сварки изменение напряжения на дуге оказывает меньшее влияние на изменение содержания элементов раскислителей в наплавленном металле. Графики зависимостей имеют меньший угол наклона к горизонтальной оси, что особенно хорошо прослеживается при больших значениях напряжения (см. рис. 3, кривые 2 и 3). Это объясняется снижением окислительного потенциала защитной газовой атмосферы с ростом длины столба дуги, что частично компенсирует потерю элементов из-за снижения количества растворенного в жидком металле кислорода.

В то же время сила сварочного тока при постоянном напряжении почти не оказывает влияния на переход элементов в сварной шов. Вероятно, это происходит вследствие большей инерт-

ности атмосферы дуги при сварке в смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> в отличие от сварки в CO<sub>2</sub>, где повышение силы сва-

рочного тока влияет на теплофизические процессы и степень диссоциации углекислого газа.

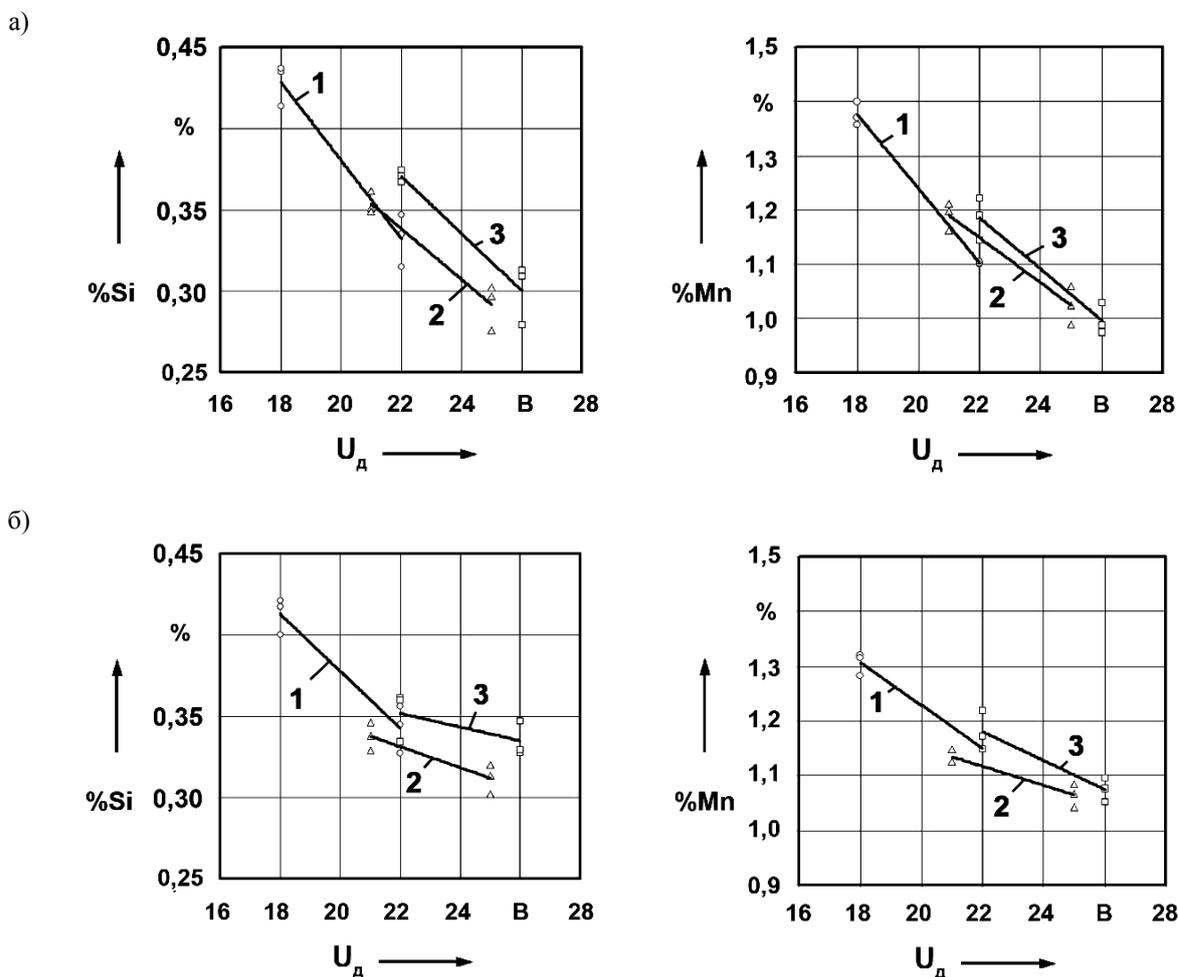


Рис. 3. Содержание кремния Si и марганца Mn в наплавленном металле в зависимости от напряжения на дуге: а – традиционная технологии газовой защиты; б – двухструйная подача защитных газов в зону горения дуги; 1 –  $I_{cb} = 150$  А; 2 –  $I_{cb} = 200$  А; 3 –  $I_{cb} = 250$  А

Для анализа эффективности применения разработанной технологии применительно к сварке рассматриваемых сталей повышенной прочности (S700) [7–9] были проведены эксперименты по исследованию микроструктуры и механических свойств сварных соединений.

Сварка образцов в виде пластин толщиной 20 мм осуществлялась по трем технологиям:

1) сварка порошковой проволокой OERLIKON Fluxofil M42 в од-

нородном потоке газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>;

2) сварка проволокой сплошного сечения ESAB OK Aristorod 69 в однородном потоке газовой смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>;

3) сварка с использованием разработанной технологии двухструйной подачи защитных газов в зону горения дуги проволокой сплошного сечения ESAB OK Aristorod 69 с расходами газов, соответствующими образованию в зоне сварочной ванны сме-

си 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>.

Химический состав используемых проволок представлен в табл. 3 и 4.

Для исследования микроструктуры использовался растровый сканирующий электронный микроскоп Tescan VEGA. Из сварных соединений изготавливались образцы в виде поперечных шлифов. В качестве реактива для травления применялся спиртовой раствор HNO<sub>3</sub> (3 %). Для размещения в камере микроскопа из макрошлифов сварных соединений изго-

тавливались цилиндрические образцы небольшого размера. Схема вырезки представлена на рис. 4. Исследования проводились при различном увеличении с целью оценки как крупных образований в виде отдельных зерен металла, так и при большем увеличении (до 5000x) с целью обнаружения субмикроскопических выделений и морфологий структуры в пределах зерна.

Результаты приведены на рис. 5–7.

Табл. 3. Химический состав сварочной проволоки OERLIKON Fluxofil M42

Элемент	C	Si	Mn	P	S	Ni	Mo	Cr
Содержание элемента, %	0,05	0,5	1,6	< 0,015	< 0,015	1,9	0,4	0,45

Табл. 4. Химический состав сварочной проволоки ESAB OK Aristorod 69

Элемент	C	Si	Mn	P	S	Ni	Mo	Cr
Содержание элемента, %	< 0,10	0,40...0,70	1,50...1,80	< 0,015	< 0,015	1,20...1,60	0,20...0,30	0,20...0,40

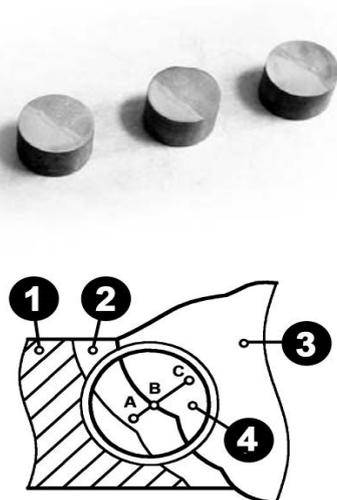


Рис. 4. Внешний вид и схема вырезки образцов для исследования микроструктуры: 1 – основной металл сварного соединения; 2 – зона термического влияния (ЗТВ); 3 – наплавленный металл шва; 4 – положение вырезки цилиндрического образца с характерными зонами (А, В и С)

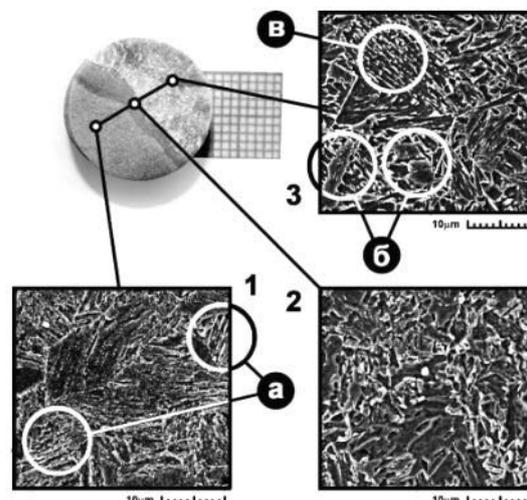


Рис. 5. Микроструктура образца, сваренного в струйном потоке смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> порошковой проволокой OERLIKON Fluxofil M42: а – участки структуры бейнита в основном металле; б – выделения мартенситно-аустенитных комплексов; в – участки структуры бейнита в сварном шве

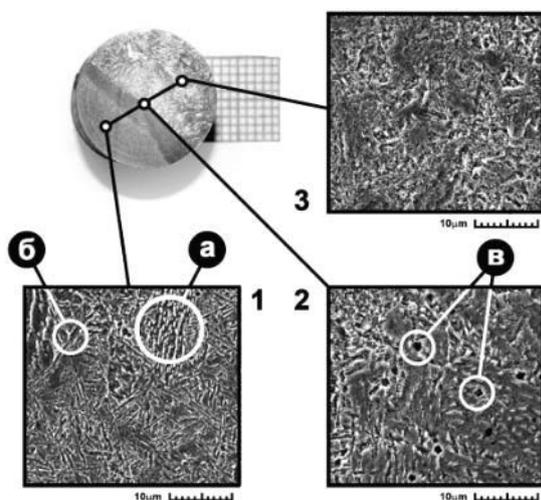


Рис. 6. Микроструктура образца, сваренного в струйном потоке смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub> проволокой ESAB OK Aristorod 69: а – участки структуры бейнита в основном металле; б – грубые неразориентированные выделения феррита; в – дисперсные выделения вторичной фазы в виде карбидов и нитридов (Me-C, Me-N)

Микроструктура рассматриваемой стали в состоянии поставки сформирована, как правило, из бейнита и игольчатого феррита. Особенностью формирования такой микроструктуры является горячая прокатка с контролируемой температурой охлаждения. При этом за счет регулирования термического цикла и деформационной нагрузки удастся получить достаточно прочную (в рассматриваемой стали  $\sigma_b = 790...865$  МПа), но при этом пластичную структуру игольчатого феррита.

Сварка порошковыми проволоками, как известно, характеризуется меньшим тепловложением в основной металл. Это обусловлено главным образом характером горения дуги и переносом электродного металла. Благодаря активному плавлению оболочки проволоки и большому вследствие этого скоростям её подачи создаются благоприятные условия для струйного переноса электродного металла в сварочную ванну. При этом большая часть металла переносится не отдельными каплями,

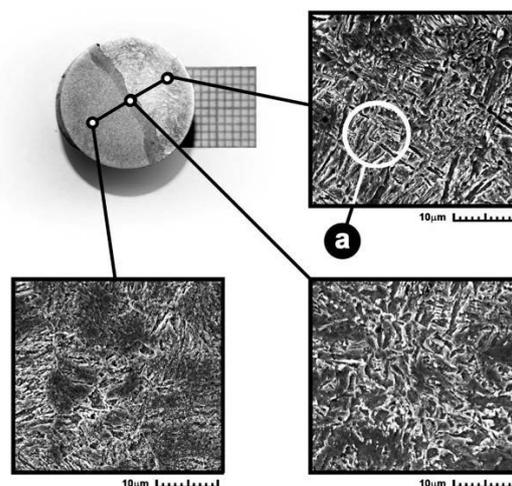


Рис. 7. Микроструктура образца, сваренного с использованием двухструйной подачи защитных газов в зону горения дуги проволокой ESAB OK Aristorod 69: а – характерная разориентированная структура игольчатого феррита в наплавленном металле шва

а в виде металлического пара, создавая повышенное давление плазмы в активном катодном пятне нагрева. Это приводит к повышенному проплавлению по оси валика шва. Газы, выделяющиеся при термическом разложении порошкового наполнителя проволоки, образуют дополнительную атмосферу, а также косвенно препятствуют окислению элементов микролегирования, необходимых для формирования требуемой конечной микроструктуры сварного соединения и обеспечения комплекса его необходимых механических свойств.

В то же время, несмотря на указанные очевидные преимущества, пониженное тепловложение вызывает повышение по сравнению со сваркой проволокой сплошного сечения скорости охлаждения, что особенно сильно проявляется при сварке деталей больших толщин (более 10 мм), склонных к термическому циклу, т. к. в этом случае теплоотвод в изделие является существенным. Это приводит к тому, что на участках основного металла, примыка-

ющих к линии сплавления (см. рис. 5, а), а также на участках повторного нагрева отдельных валиков наплавленного металла шва (см. рис. 5, в) наблюдается присутствие структуры бейнита с речной морфологией феррита и выделениями  $Fe_3C$ . Такая структура является менее пластичной по сравнению с игольчатым ферритом. Зерна металла имеют достаточно большие размеры 15...20 мкм (см. рис. 5) и ярко выраженные границы. Помимо того, анализ микроструктуры выявил наличие в наплавленном металле шва островков выделения мартенситно-аустенитных комплексов в виде отдельной фазы (рис. 5, б).

Микроструктура сварного соединения, полученного сваркой однородным потоком смеси  $Ar + CO_2$  проволокой сплошного сечения ESAB OK Aristod 69, имеет более мелкодисперсную структуру (рис. 6). Наплавленный металл шва состоит преимущественно из ферритобейнитной смеси «хлопьевидной» формы (см. рис. 6). В зонах основного металла, подвергшихся воздействию термического цикла сварки, также присутствуют выделения бейнита с речной морфологией феррита и выделениями  $Fe_3C$ . Однако их количество невелико. Это, вероятно, объясняется меньшей скоростью охлаждения наплавленного металла.

Вместе с тем, в металле шва вблизи линии сплавления наблюдается большое количество неметаллических включений и оксидных частиц (просматриваются на рис. 6 в виде мельчайших черных точек). Эти частицы, являясь центрами роста ферритных зерен, способствуют измельчению структуры, но вследствие потери части элементов комплексного легирования из-за окисления затрудняют формирование комплекса прочностных свойств. Окисление элементов в этом случае, вероятно, происходит из-за отсутствия дополнительной газовой защиты за счет разложения сердечника проволоки и взаимодействия расплавленного металла капли

с кислородом, являющимся продуктом диссоциации  $CO_2$ . Кроме того, в зоне линии сплавления наблюдается выделение достаточно крупных включений вторичной фазы в виде карбидов и нитридов (см. рис. 6, в), что в некоторых случаях может повысить прочность, ослабив этот участок с точки зрения вероятности развития трещин и других видов разрушений. Указанные особенности кристаллического строения могут служить концентратором сегрегации диффузионно-подвижного водорода, усиливая тем самым его отрицательное влияние на сопротивляемость сварного соединения образованию холодных трещин по механизму хладноломкости.

При сварке по предлагаемой технологии с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги на всех трех участках сварного соединения (металл шва, линия сплавления и зона термического влияния) наблюдается благоприятная с точки зрения обеспечения комплекса механических свойств структура игольчатого феррита (рис. 8). Характер её распределения достаточно равномерный, мелкодисперсный и ориентированный, особенно в наплавленном металле шва (рис. 7, а), что обеспечивает высокую прочность при сохранении пластичности и вязкости сварного соединения. Такая микроструктура, вероятно, обусловлена оптимальной скоростью охлаждения и достаточно инертной защитной газовой атмосферой в области плавления сварочной проволоки, что исключает появление крупных неметаллических включений по линии сплавления.

Для оценки влияния условий формирования микроструктуры на комплекс механических свойств сварных соединений были проведены измерения твердости на различных участках, а также испытания на ударный изгиб.

Измерение твердости производилось по шкале HV 10 с использованием универсального твердомера AFFRI-URBV-VRS.

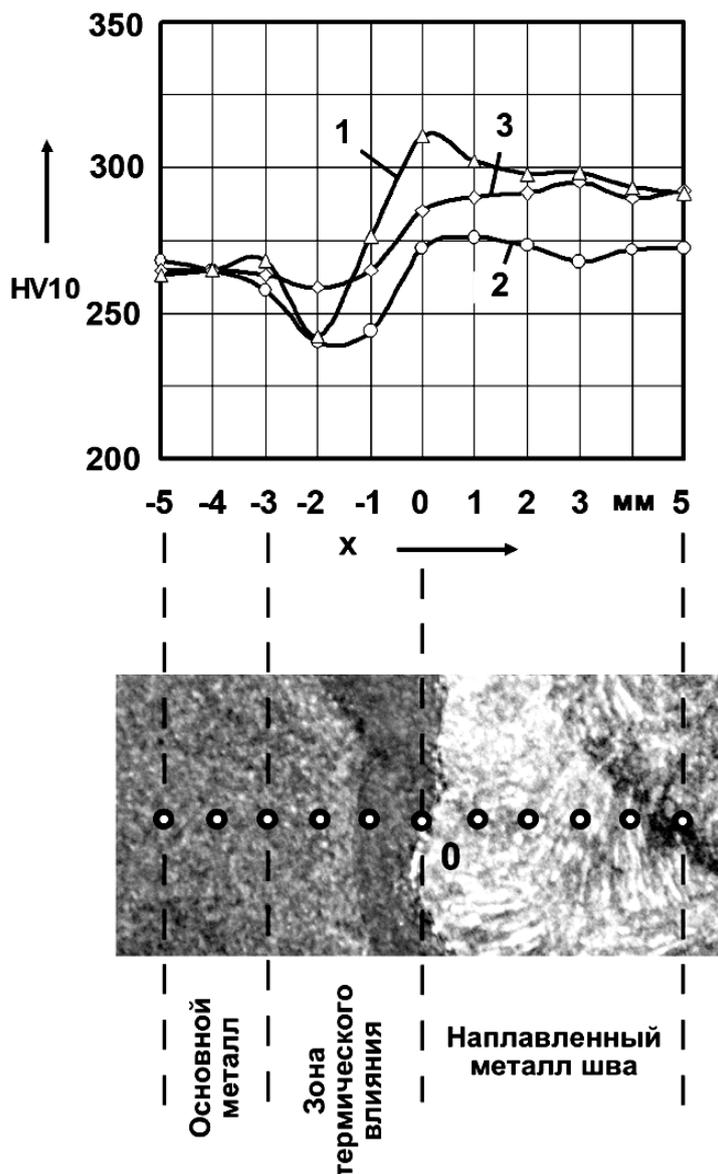


Рис. 8. Результаты измерения твердости сварных соединений: 1 – сварка порошковой проволокой Fluxofil M42 в смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>; 2 – сварка проволокой ESAB OK Aristorod 69 в смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>; 3 – сварка проволокой ESAB OK Aristorod 69 с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги

Результаты измерений представлены на рис. 8. Твердость основного металла рассматриваемой стали в состоянии поставки составляла 260...270 HV.

Наплавленный металл сварного шва при использовании проволок сплошного сечения ESAB OK Aristorod 69 обладает большей твердостью (290...295 HV), чем наплавленный металл, выполненный порошковой проволокой OERLIKON Fluxofil M42

(270...275 HV). Это, вероятно, объясняется химическим составом проволоки и особенностями её плавления.

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что имеются два участка:

1) участок пониженной твердости (240...245 HV) на расстоянии около 2 мм от линии сплавления в основном металле, находящийся на границе зоны термического влияния;

2) участок повышенной твердости (300...315 HV) на линии сплавления, характерный для сварки проволокой сплошного сечения по традиционной технологии газовой защиты однородным потоком смеси.

Наиболее вероятной причиной резкого скачка твердости по линии сплавления являются обнаруженные при исследовании микроструктуры (см. рис. 6, в) скопления включений Me-C, Me-N.

Сварка с использованием предлагаемой технологии газовой защиты позволяет несколько снизить неравномерность значений твердости за счет устранения участка выделения карбидов и нитридов на линии сплавления, а также минимизации

зоны разупрочнения. Это, вероятно, является следствием более рационального ввода тепла в зону сварки.

Испытания на ударный изгиб проводились с применением маятникового копра ИО 5003 при температуре  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Целью испытаний было сравнение значений ударной вязкости металла шва сварного соединения, полученного сваркой с использованием разработанной технологии двухструйной подачи защитных газов в зону горения дуги, со значениями ударной вязкости образцов, полученных по двум рассматриваемым в статье традиционным технологиям. Результаты испытаний представлены на рис. 9.

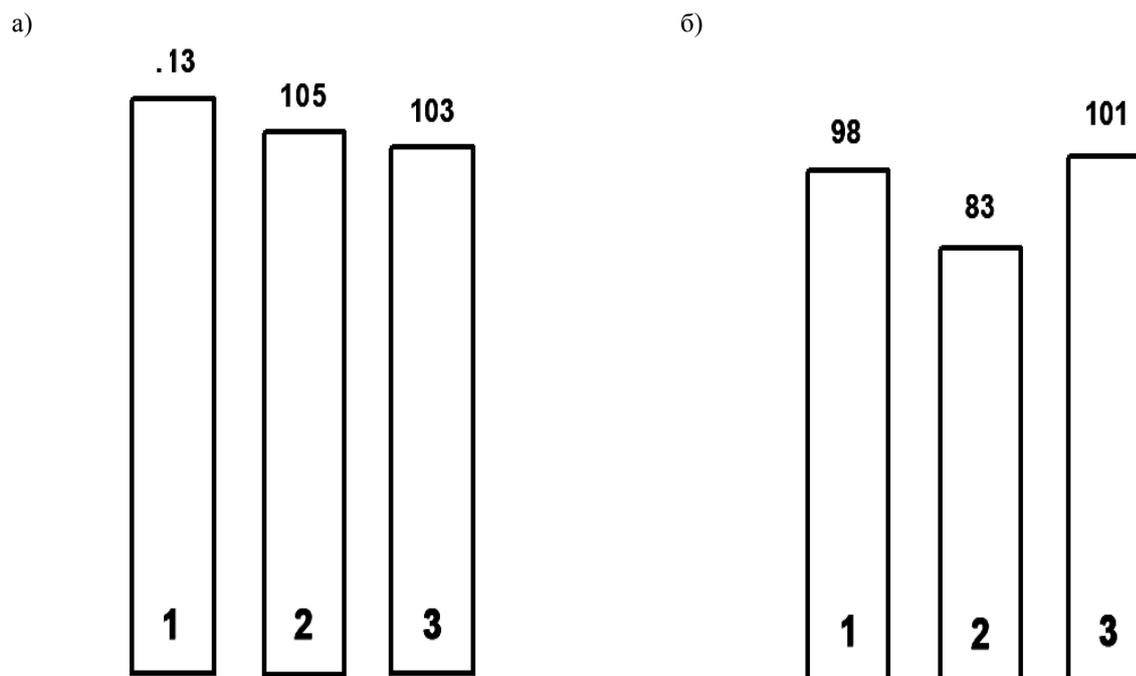


Рис. 9. Результаты испытаний на ударный изгиб: а – ударная вязкость металла шва сварного соединения (VWT); б – ударная вязкость зоны термического влияния по линии сплавления (VHT); 1 – сварка порошковой проволокой Fluxofil M42 в смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>; 2 – сварка проволокой ESAB OK Aristorod 69 в смеси 82 % Ar + 18 % CO<sub>2</sub>; 3 – сварка проволокой ESAB OK Aristorod 69 с двухструйной подачей защитных газов в зону горения дуги

Анализ полученных данных показал, что процесс сварки с двухструйной газовой защитой не уступает традиционным способам с точки зрения обеспе-

чения требуемого комплекса механических свойств. Значение ударной вязкости в зоне термического влияния по линии сплавления превосходит значения,

полученные при испытании образцов, сваренных в однородном потоке газовой смеси проволокой сплошного сечения. При этом удается существенно снизить затраты на защитные газовые смеси и присадочные материалы. Вероятными причинами этого являются более благоприятная микроструктура, состоящая из разориентированных мелкодисперсных зерен игольчатого феррита, и отсутствие неметаллических включений по линии сплавления.

### Выводы

1. Наличие градиента концентраций компонентов защитной газовой смеси по вертикальной и радиальной оси при их независимой двухструйной коаксиальной подаче в зону сварки позволяет благодаря снижению окислительного потенциала в области торца плавящейся электродной проволоки при повышении напряжения на дуге компенсировать потерю легирующих элементов присадочного материала в дуго-

вом промежутке. Это особенно актуально при сварке сталей повышенной прочности со сложными системами комплексного легирования.

2. Применение двухструйной газовой защиты при сварке сталей типа S700 позволяет снизить степень неоднородности механических свойств в сварном соединении при устранении участка повышенной на 15 % твердости по линии сплавления, обусловленного выделением крупных неметаллических включений, а также сформировать наиболее эффективную с точки зрения обеспечения требуемого уровня прочности и пластичности сварного соединения микроструктуру игольчатого феррита. Основными преимуществами при этом по сравнению с традиционными технологиями являются создание условий для наиболее эффективного перехода легирующих элементов в металл сварочной ванны и компенсация их потерь из-за окислительных реакций с продуктами диссоциации  $\text{CO}_2$ .

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куликов, В. П. Технология сварки плавлением и термической резки: учебник / В. П. Куликов. – Минск: Новое знание; Москва: ИНФРА-М, 2016. – 463 с.: ил.
2. Коротеев, А. О. Особенности реализации кольцевого способа подачи защитного газа в зону горения дуги при сварке / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 23–31.
3. Коротеев, А. О. О потерях электродного металла при дуговой сварке в условиях комбинированной газовой защиты / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, М. А. Кадров // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 25–34.
4. Коротеев, А. О. Моделирование газодинамических процессов в защитной атмосфере дуги при сварке в смеси коаксиально подаваемых газов / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. П. Долячко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3. – С. 54–64.
5. Коротеев, А. О. Особенности выбора сварочных проволок при дуговой сварке в среде  $\text{Ar} + \text{CO}_2$  с двухструйной коаксиальной подачей защитных газов в зону горения дуги / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. П. Долячко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3. – С. 65–73.
6. Коротеев, А. О. Технологические характеристики дуговой сварки с двухструйной коаксиальной подачей компонентов защитной газовой среды / А. О. Коротеев, Е. А. Фетисова, В. П. Куликов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 2 (63). – С. 14–22.
7. Коротеев, А. О. Особенности технологии дуговой сварки высокопрочных микролегированных сталей с комбинированной газовой защитой зоны горения дуги / А. О. Коротеев // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев, 2014. – С. 96.
8. Коротеев, А. О. Особенности перехода легирующих элементов через дуговой промежуток в условиях комбинированной двухструйной газовой защиты / А. О. Коротеев, В. П. Куликов, В. П. Долячко // Материа-

лы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2015. – С. 147–148.

9. **Долячко, В. П.** Особенности формирования микроструктуры высокопрочных низколегированных сталей при дуговой сварке с двухструйной подачей компонентов защитной газовой среды / В. П. Долячко, А. О. Коротеев // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы Междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых. – Могилев, 2017. – С. 118.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Артур Олегович Коротеев**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

**Екатерина Анатольевна Фетисова**, аспирант, Белорусско-Российский университет.

**Валерий Петрович Куликов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

**Artur Olegovich Koroteyev**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

**Ekaterina Anatolievna Fetisova**, PhD student, Belarusian-Russian University.

**Valery Petrovich Kulikov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

---

УДК 629.3.05

*Д. А. Лычев, А. С. Поварехо*

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

---

UDC 629.3.05

*D. A. Lyuchov, A. S. Pavarekha*

## OPTIMIZATION OF TRAFFIC MODES OF URBAN ELECTRIC VEHICLES

---

### **Аннотация**

Рассмотрен метод определения оптимальных режимов движения троллейбуса при пассажирских перевозках в городских условиях. Изложены известные подходы к решению задач оптимальной и экономной эксплуатации транспортных средств городского электротранспорта, которые можно условно поделить на численные и аналитические. Показано, что численные методы в современных условиях функционирования транспортных предприятий являются более перспективными. При выборе режима движения транспортных средств городского электрического транспорта с минимально возможными затратами электроэнергии необходимо решать задачу оптимизации потребления электрической энергии. Эта задача состоит в том, чтобы из каждой точки маршрута транспортное средство двигалось к остановке таким образом, чтобы затраты энергии на движение были минимальны. Причем необходимо соблюдать график движения и прибытия на остановочный пункт не позднее определенного времени.

### **Ключевые слова:**

оптимизация, численные методы, городской транспорт, пассажирские перевозки.

### **Abstract**

The scientific article considers a method for determining the optimal modes of trolleybus movement in passenger traffic under urban conditions. The known approaches to solving the problems of optimal and economical operation of urban electric vehicles are presented, which can be conventionally divided into numerical and analytical ones. The paper shows that the numerical methods are more promising in modern conditions of functioning of transport enterprises. When choosing the mode of movement of urban electric vehicles at the lowest possible energy costs, it is necessary to solve the problem of optimizing the consumption of electric energy. This task consists in vehicle's moving from each point of its route to a stop in such a way that the energy consumption for its movement is minimal. Moreover, it is necessary to observe the schedule of movement and arrival at a stop no later than the time specified.

### **Keywords:**

optimization, numerical methods, urban transport, passenger transportation.

---

### **Введение**

Постоянное повышение стоимости электрической энергии для транспортных предприятий заставляет переосмыслить подход к организации пассажирских перевозок с использованием городского электрического транспорта. Заданием оптимизации расхода электрической энергии озабочены все элек-

тротранспортные предприятия мира. Современные системы контроля и учета электрической энергии не позволяют анализировать потребление электрической энергии троллейбусами в связи с особенностями систем электроснабжения и динамически изменяющимися условиями движения на маршруте города. Установка счетчика электрической энергии на подвижной состав дает воз-

возможность фиксировать расход электрической энергии только по завершении работы в депо. Возникает необходимость в контроле потребления электрической энергии в режиме реального времени при эксплуатации транспортных средств на маршруте в городских условиях.

### **Результаты исследований**

Над решением задач контроля расхода электрической энергии подвижным составом работает большое количество научных коллективов [1–9]. Городской электрический транспорт является динамически развивающейся транспортной отраслью. Научные работы в большей степени посвящены железнодорожному транспорту, который имеет фиксированную длину перегона. Городской транспорт, в частности троллейбус, при движении в городских условиях может несколько раз осуществлять полную остановку между остановочными пунктами (на светофорах, прохождение спецчастей контактной сети, а также остановка на нерегулируемых переходах). Продолжение движения, после внеплановой остановки между перегонами, сопровождается дополнительным расходом электрической энергии на тягу, которую и необходимо контролировать путем решения оптимизационных задач в режиме реального времени при движении транспортных средств между остановочными пунктами. Мероприятия по снижению стоимости эксплуатации транспортных средств за счет оптимизации потребления электрической энергии являются актуальными.

Цель исследований – разработка метода выбора режима движения троллейбуса с минимально возможными затратами электроэнергии с помощью решения задачи оптимизации режимов движения транспортных средств.

При выборе режима движения транспортных средств городского элек-

трического транспорта с минимально возможными затратами электроэнергии приходится решать задачу оптимизации потребления электрической энергии. Эта задача состоит в том, чтобы из каждой точки маршрута транспортное средство двигалось к остановке таким образом, чтобы затраты энергии на движение были минимальны. Причем необходимо соблюдать график движения и прибытия на остановочный пункт не позднее определенного времени.

Согласно принципу оптимальности величины, сформулированному Р. Беллманом, оптимальная стратегия управления не зависит от «предыстории» системы, а определяется состоянием системы в данный момент времени и целью управления. Метод динамического программирования используется в процессах, когда в каждый момент определенного интервала времени необходимо принимать решение. Причем последующее управление должно избираться оптимальным относительно состояния, к которому придет система в конце этого шага. Данный метод, основанный на использовании принципа оптимальности, и позволяет установить соотношение между экстремальными значениями целевой функции в задачах, характеризующихся разной продолжительностью процесса и различными начальными состояниями.

Решение поставленной задачи осуществляется путем минимизации функционала  $Q$ , который определяется посредством интегрирования зависимости расхода электроэнергии за время движения в соответствии с уравнением динамики транспортного средства и электромеханических характеристик двигателя:

$$Q = \int_0^T (y, u, t) \cdot dt, \quad (1)$$

где  $F(y, u, t)$  – функция, которая определяет расход электрической энергии;

$y$  – координата транспортного средства;  
 $u$  – управление.

При использовании компьютерной техники задача решается в конечных интервалах путем разбиения интервала времени  $T$  на  $n$  равных интервалов продолжительностью  $T/n$ . Таким образом, функционал (1) замещается суммой:

$$Q = \sum_0^{n-1} F(y_k, u_k, t_k) + \varphi(y_n). \quad (2)$$

В уравнении (2) выделено последнее слагаемое суммы при  $k = n$ , которое не зависит от управления, т. к. в конечный момент времени  $t = T$  управление завершается и  $u_k = 0$ . Далее задача сводится к минимизации суммы. Для этого расчет выполняют с конца процесса – прибытие транспортного средства на остановочный пункт  $t = T$  до начала  $t = 0$ .

Для нелинейных уравнений используют принцип максимума Понтрягина [10–12]. При нахождении минимума целевой функции необходимо найти максимум сопряженной функции, которая рассчитывается на основе функционала. При решении поставленной задачи – выбора режима продолжения движения транспортного средства – целевой функцией выступает расход электроэнергии. Следует отметить, что для описанного далее режима движения целевая функция является монотонной функцией времени движения. Причем с увеличением времени движения значение целевой функции уменьшается. При этом рассматриваются режимы, когда транспортное средство движется в режиме тяги до набора нужной скорости, затем переходит в режим выбега с последующим торможением (рис. 1).

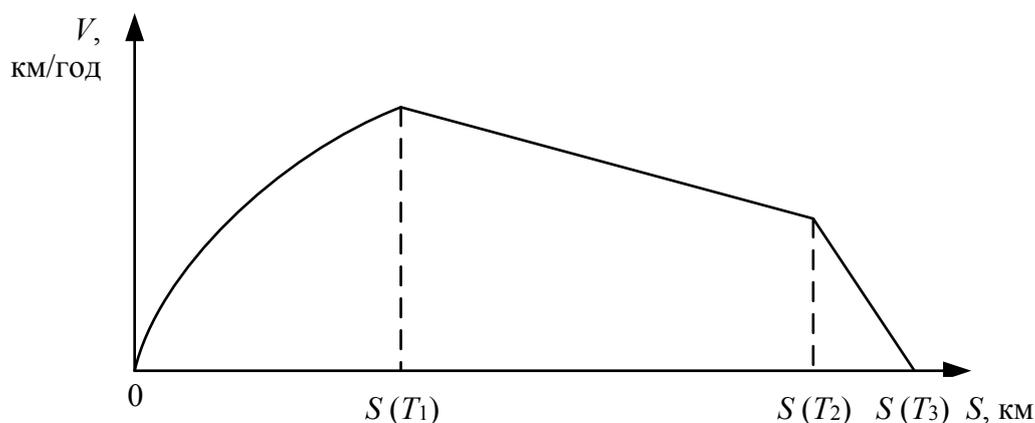


Рис. 1. График изменения скорости

Для использования численного метода решения сформулируем оптимизационные задачи в следующем виде. Необходимо найти точки режимов движения, а именно моменты  $T_1$ ,  $T_2$  и соответствующие значения скорости  $V(T_1)$ ,  $V(T_2)$ , значения пройденного пути  $S_1$ ,  $S_2$ , чтобы расходы электрической энергии были минимальны при известных

начальных значениях пути  $S_0$  и скорости  $V(T_0)$ . На рис. 1 значения  $S_0$ ,  $V(T_0)$  приняты нулевыми.

Расходы электроэнергии представим в виде функции  $\Phi(y)$ . С учетом метода Понтрягина получим:

– при разгоне на интервале  $[0 - S(T_1)]$

$$V(t) = [F - k \cdot V(t)],$$

$$\Phi(y) = \int_0^{T_1} F \cdot V(t) \cdot dt; \quad (3)$$

– для режима выбега на интервале  $[S(T_1) - S(T_2)]$

$$V(t) = -k \cdot V(t), \quad \Phi(y) = 0; \quad (4)$$

– для режима торможения на интервале  $[S(T_2) - S_3]$

$$V(t) = -F - k \cdot V(t),$$

$$\Phi(y) = 0. \quad (5)$$

Начальные условия для системы уравнений

$$S(0) = 0; \quad S(T_3) = S_3;$$

$$V(0) = V(T_0); \quad V(T_3) = 0.$$

В результате решения системы уравнений (3)–(5) определяется вектор  $f(t, T_1, T_2)$ . Для уменьшения расхода электрической энергии при движении транспортного средства (ТС) нужно определить соответствующие точки переключения  $T_1, T_2$  режимов работы ТС.

Допустим, что расчетное значение  $T_1$  известно. Существует одна единственная точка  $T_2$  определенным условиям. Причем ее значение зависит от положения точки  $T_1$ . Таким образом, можно аппроксимировать  $T_2$  так, чтобы выполнить следующие условия:

$$S(T_3) = S_3; \quad V(T_3) = 0.$$

Для решения уравнений (3–5) используется метод Ньютона. Имея  $i$ -е приближение  $T_2^{(i)}$ , для  $(i + 1)$ -го приближения определяется  $T_2^{(i+1)}$ . Выполняем разложение в ряд Тейлора с учетом того, что членами более высокого

уровня можно пренебречь из-за их незначительной величины. Ряд Тейлора получаем при начальных условиях  $S(T_3) = [S_3, 0]T$ , принимая во внимание, что  $T_2^{(i+1)} = T_2^{(i)} + \Delta T_2$ .

$$S(t, T_2^i) + \Delta T_2 \cdot \frac{dS(T_2^i)}{dT_2} = S_3;$$

$$V(t, T_2^i) + \Delta T_2 \cdot \frac{dV(T_2^i)}{dT_2} = 0. \quad (6)$$

С учетом (4) представим (6) в следующем виде:

$$(\Delta T_2) = \begin{pmatrix} \frac{dS}{dT_2} \\ \frac{dV}{dT_2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} -S(t, T_2^i) + S_3 \\ -V(t, T_2^i) \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Добавляем  $dT_2$  к  $i$ -му приближению и определяем  $(i + 1)$ -е приближение при вычислении  $T_2$ . Расчеты выполняются до того момента времени, пока разница пройденного пути и длины перегона не превысит заданной точности. В каждой точке перехода на следующий режим движения  $T_1$  существует единое множество расхода электрической энергии на движение  $W(T_1)$ , которое зависит от значения  $T_1$ . Для разных значений  $T_1 = (T_1', T_1'', \dots, T_1^m)$  определяют соответствующую последовательность, в которой существует минимальное значение  $W(T_1^m)$ , которое соответствует оптимальному значению времени  $T_1^{opt}$ . Аналитическое выражение для  $W(T_1)$  неизвестно, поэтому возникает необходимость в использовании численного метода для нахождения минимума функции. Для определения времени  $T_1^{opt}$  применяется метод «золотого» пересечения, при использовании которого требуется невысокое количество аппаратных ресурсов вычислительной техники.

Согласно [1, 2] произведен расчет

оптимальных режимов движения с использованием вышепредложенного метода оптимизации. Эксперимент проведен для участка длиной 1000 м на троллейбусе марки ЛАЗ Е183А1 с тяговым трехфазным асинхронным двигате-

лем ДТА-2У1, курсирующем по маршруту № 2 г. Харькова (рис. 2). Полученные результаты представлены в табл. 1. Расчетные и полученные результаты отличаются не более  $\pm 5\%$ .



Рис. 2. Схема маршрута проведения эксперимента

Табл. 1. Показатели эксплуатации троллейбуса ЛАЗ Е183А1 на экспериментальном участке пути

Показатель	Режим движения	
	Экономный	Скоростной
Потребление электроэнергии, кВт·ч	1,25	2,35
Время проезда, с	129	91
Средняя скорость, км/ч	29	40
Удельные затраты электроэнергии, Вт·ч/(т·км)	129	238
Эксплуатационная скорость, км/ч	17,52	21,86

### Заключение

Рассмотрен метод Понтрягина для определения оптимальных режимов движения троллейбуса ЛАЗ Е183А1 при пассажирских перевозках в городских условиях. Изложены существующие

подходы к решению задач оптимальной и экономной эксплуатации транспортных средств городского электротранспорта с точки зрения потребления электрической энергии. Показано, что численные методы в современных условиях функционирования транспортных пред-

приятый являются более перспективными, т.к. позволяют в режиме реального времени выбирать режимы движения

между остановочными пунктами в зависимости от дорожных условий.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Soroka, K. O.** System for automatic selection of the speed rate of electric vehicles for reducing the power consumption / K. O. Soroka, T. R. Pavlenko, D. A. Lychov // Science and Transport Progress. – 2017. – № 3 (69). – P. 77–91.
2. **Сорока, К. О.** Підвищення ефективності експлуатації засобів електротранспорту за рахунок керування і оптимізації швидкісних режимів руху / К. О. Сорока, Д. О. Личов // Вестн. Нац. техн. ун-та «Харьковский политехнический институт» – Харьков, 2017. – Вып. 27. – С. 289–293.
3. **Притула, М. Г.** Розроблення алгоритмів формування енергооптимальних режимів руху поїздів / М. Г. Притула, О. А. Пасечник // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 6 (78). – С. 82–100.
4. **Soroka, K. O.** The Content Model and the Equations of Motion of Electric Vehicle / K. O. Soroka, D. A. Lychov // Science and Transport Progress. – 2015. – № 3 (57). – С. 97–106.
5. Definition of Energy Saving Acceleration Modes of Trains / B. Y. Bodnar [et al.] // Science and Transport Progress. – 2015. – № 5 (59). – С. 40–52.
6. **Kulbashna, N. I.** Novi pidkhody shchodo skladannia ratsionalnykh rezhymiv vodinnia rukhomoho skladu po marshrutakh / N. I. Kulbashna, A. H. Tarnovetska, O. I. Balas // Proceedings of the International Conference Problemy ta perspektyvy rozvytku tekhnichnykh zasobiv transportu ta system avtomatyzatsii, 01–03 October 2014. – Kharkiv: O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, 2014. – P. 84–85.
7. Pravila tyagovykh raschetov dlya poezdnoy raboty. – Moscow: Transport, 1985.
8. **Prytula, M. H.** Modeliuvannia ta rozrakhunok optymalnykh parametriv rukhu poizdiv / M. H. Prytula, R. R. Shpakovykh // Fizyko-matematychne modeliuvannia ta informatsiini tekhnolohii. – 2007. – № 5. – С. 139–145.
9. **Wang, P.** Train Trajectory Optimization Methods for Energy-Efficient Railway Operations: doctoral thesis / P. Wang. – 2017. Retrived from <http://clc.am/2oMizA> (in English).
10. **Петренко, О. М.** Аналіз методів визначення енергетично оптимальних параметрів управління транспортних засобів / О. М. Петренко, Б. Г. Любарський // Системи озброєння і військова техніка. – 2015. – № 4 (44). – С. 96–100.
11. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин [и др.]. – Москва: Наука, 1969. – 384 с.
12. Optimal Control of Heavy-Haul Freight Trains to Save Fuel / P. K. Houpt [et al.] // University of California at Santa Barbara, Winter: seminar. – 2009. – P. 1033–1040.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Дмитрий Александрович Лычев**, ст. преподаватель, Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова. E-mail: [dimalychov@gmail.com](mailto:dimalychov@gmail.com).

**Александр Сергеевич Поварехо**, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: [povarekho@bntu.by](mailto:povarekho@bntu.by).

**Dmitry Alexandrovich Lychov**, senior lecturer, O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv. E-mail: [dimalychov@gmail.com](mailto:dimalychov@gmail.com).

**Aliaksandr Sergeevich Pavarekha**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: [povarekho@bntu.by](mailto:povarekho@bntu.by).

УДК 656.135.073

*А. Н. Пасечник, И. Г. Лебедь, В. В. Кутырев, А. С. Поварехо*

## **ФАКТОРНО-РЕЙТИНГОВЫЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ СЕТИ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ТРАНСПОРТНО-ТАМОЖЕННЫХ КОМПЛЕКСОВ В УКРАИНЕ**

UDC 656.135.073

*A. N. Pasichnyk, I. G. Lebed, V. V. Kutyrev, A. S. Pavarekha*

## **FACTOR RATING METHOD FOR OPTIMIZING THE NETWORK OF LOGISTIC TRANSPORT AND CUSTOMS COMPLEXES IN UKRAINE**

### **Аннотация**

Предложен факторно-рейтинговый метод решения задачи определения оптимальных мест размещения элементов логистической транспортно-таможенной инфраструктуры Украины и определения достаточного и экономически обоснованного количества логистических транспортно-таможенных комплексов для переработки импортного грузопотока заданного объема. Объект исследования – логистическая транспортно-таможенная инфраструктура транспортной системы Украины. Методы исследования – системный и факторный анализ расчетных параметров переработки грузопотоков с учетом транспортных, экономических и административных факторов развития территорий.

### **Ключевые слова:**

транспортно-таможенная инфраструктура, факторно-рейтинговый потенциал, логистика, международные грузопотоки, численность населения, таможенные формальности.

### **Abstract**

The article proposes a factor rating method for solving the problem of determining the optimal locations for elements of the logistic transport and customs infrastructure of Ukraine and determining a sufficient and economically reasonable number of logistic transport and customs complexes for processing imported cargo traffic of a given volume. The object of the research is the logistic transport and customs infrastructure of the transport system of Ukraine. The method of research is a systematic and factor analysis of the calculated parameters of processing of cargo flows, taking into account transport, economic and administrative factors of the development of territories.

### **Keywords:**

transport and customs infrastructure, factor rating potential, logistics, international cargo traffic, population, customs formalities.

### **Введение**

Эффективность применения логистических методов доставки и промежуточного хранения товаров внешнеторгового оборота обуславливает необходимость создания достаточно развитой транспортно-логистической инфраструктуры. Основу такой транспортно-логистической инфраструктуры составляют транспортные пути и

соответствующая сеть логистических транспортно-таможенных комплексов (ЛТТК).

Организация работы ЛТТК осуществляется на основе планирования и рациональной доставки (перевозки) грузов от мест пересечения границы до мест потребления путем расчета и реализации оптимальных логистических цепей.

Проблема создания сети логисти-

ческих транспортно-таможенных комплексов неразрывно связана с проблемами определения оптимального количества таких комплексов в регионе и их взаимного расположения по регионам страны. Разработка и совершенствование методологии определения оптимального количества и мест размещения элементов логистических транспортно-таможенных комплексов является актуальной как научной, так и прикладной задачей [1–3].

Фундаментальные теоретико-методологические основы оптимизации материальных потоков и общие принципы формирования транспортно-логистической инфраструктуры освещены в научных трудах известных ученых. Вопросу внедрения и анализа различных методик определения оптимального местоположения объектов транспортно-логистической инфраструктуры посвящены многочисленные труды известных ученых. Так, в [1] систематизированы методологические подходы применения логистических методов совершенствования транспортной инфраструктуры в условиях многокритериальности. Анализ проблем, связанных с состоянием объектов транспортно-логистической инфраструктуры, определением их оптимального местоположения, а также перспектив развития ЛТТК и транспортно-сервисных центров в Украине проведен в [2]. Опыт создания объектов транспортно-логистической инфраструктуры в странах Европейского союза рассмотрен в [3]. Результаты проведенных исследований применены для формулирования предложений по построению современных транспортно-логистических центров. Вопросы применения мирового опыта создания и развития транспортно-логистических центров проанализированы в [4, 5]. В [6] рассмотрены методологические основы формирования и развития региональных транспортно-логистических центров, определены предпосылки и целесообразность их создания. Проана-

лизированы источники финансирования строительства регионального логистического центра с использованием как бюджетных, так и внебюджетных (инвестиционных, заимствованных) средств. Основные факторы влияния на формирование транспортно-логистической инфраструктуры систематизированы в [7]. Классификация моделей и методов, применяемых в теории транспортной логистики при планировании маршрутов доставки грузов, приведены в [8]. Современные методы планирования, организации и управления перевозками грузов автомобильным транспортом рассмотрены в [9]. Мировой опыт и перспективы совершенствования технологий выполнения таможенных формальностей при перемещении грузов и транспортных средств через таможенную границу освещены в [10].

Вместе с тем, в большинстве известных работ рассматриваются методики нахождения положения одного транспортно-логистического центра, тогда как при формировании общегосударственной логистической инфраструктуры возникает необходимость определения оптимального местонахождения нескольких таких комплексов одновременно с вопросом принятия решения об их оптимальной мощности и количестве.

Целью данной работы является разработка метода совершенствования логистической транспортно-таможенной инфраструктуры (ЛТТИ) на основе проведения факторно-рейтинговой оптимизации мест размещения ЛТТК, определение их территориальных зон обслуживания грузопотока и установления рационального количества таких центров для переработки импортных продовольственных товаров.

В соответствии с данной целью были поставлены следующие задачи:

- разработать методику расчета факторно-рейтингового потенциала перспективных мест размещения ЛТТК;
- провести системный анализ

результатов расчета факторно-рейтингового потенциала населенных пунктов для размещения ЛТТК и на его основе модифицировать модель задачи определения оптимального места нахождения ЛТТК и территориальных зон обслуживания грузопотока;

– провести расчет оптимального местонахождения от 1 до 10 ЛТТК для переработки импортного грузопотока продовольственных товаров на территории Украины;

– провести сравнительный анализ результатов определения оптимального количества ЛТТК по нескольким различным критериям.

### **Основная часть**

Анализ научных исследований позволяет выделить два основных подхода к решению вопроса выбора места размещения ЛТТК [1, 11]:

1) из множества всех возможных вариантов места размещения ЛТТК наиболее рациональный определяется по критерию минимизации транспортной работы по доставке товаров. При этом исходят из допущения, что дополнительных ограничений при выборе места размещения не существует;

2) подход на основе реально допустимых вариантов. Считается, что существует только небольшое количество реально возможных мест, где можно разместить такие объекты, и задача состоит в выборе лучших среди них по выбранным критериям.

Для построения эффективного решения задачи оптимального размещения нескольких ЛТТК предлагается на первом этапе определить оптимальные места для размещения от 1 до  $n$  комплексов на территории Украины по критерию минимизации транспортной работы по доставке товаров и с учетом допустимых мест их размещения. Построение опорного решения задачи осуществляется последовательно за несколько шагов: сначала для одного

ЛТТК, затем для двух и т. д. Для улучшения полученного результата на следующем шаге для размещения большего количества комплексов выбираются города с наибольшей транспортной работой, рассчитанной на предыдущем шаге, что позволит минимизировать суммарную транспортную работу для данного варианта. Для повышения достоверности расчетной модели для каждого города предлагается на втором этапе учесть комплексный критерий, характеризующий факторно-рейтинговый потенциал привлекательности каждого города для размещения в его зоне ЛТТК. Факторно-рейтинговый потенциал привлекательности каждого города рассчитывается на основе транспортных, экономических и административных факторов. Применение такого подхода позволит оптимизировать инфраструктуру сети ЛТТК и закрепить конкретные города-потребители по складским комплексам в зависимости от количества последних, определить объем переработки товаров в каждом комплексе для всех  $n$  вариантов, т. е. определить территориальные зоны обслуживания.

*Первым этапом* решения поставленной проблемы является определение параметров опорной модели. Для построения этой модели отобраны 165 населенных пунктов Украины, которые включают города с населением более 30 000 человек, а также населенные пункты, в которых созданы таможенные посты, или грузовые пункты пропуска через таможенную границу Украины. На основе данных GPS-навигации определены взаимные расстояния между выбранными городами, учитывая, что перевозки между городами осуществляются только по автодорогам государственного и международного значения. Соответственно, для каждого города рассчитано относительное потребление импортного грузопотока продовольственных товаров по формуле

$$W_i = P_i/P_s \cdot W_s, \quad (1)$$

где  $W_i$  – относительное потребление импортного грузопотока продовольственных товаров для  $i$ -го населенного пункта;  $P_i$  – население  $i$ -го населенного пункта (определено на основе ежегодного отчета Украинского комитета статистики «Численность населения, региональные показатели в 2019 г.»);  $P_s$  – общее количество населения выбранных населенных пунктов;  $W_s$  – общий объем импортного грузопотока продовольственных товаров в Украину (для определенности результатов проведенных расчетов полагаем, что  $W_s = 100000$  т/год).

Результаты расчета объемов доставки продовольственных товаров и расстояний между населенными пунктами Киевской области приведены в табл. 1.

Аналогичные расчеты проведены для всех 165 городов Украины, выбранных по указанным критериям для возможного размещения ЛТТК.

На **втором этапе** в исходную модель вводится приведенный комплексный коэффициент факторно-рейтинговой оптимизации, который рассчитывается следующим образом:

$$K_i = k_{i1} \cdot q_{i2} + k_{i2} \cdot q_{i2} + \dots + k_{ij} \cdot q_{ij} + \dots + k_{im} \cdot q_{im}, \quad (2)$$

где  $K_i$  – значение комплексного коэффициента факторно-рейтинговой оптимизации для  $i$ -го населенного пункта;  $q_{ij}$  – значение фактора для  $i$ -го населенного пункта,  $q_{ij} = 1$  при наличии соответствующего фактора,  $q_{ij} = 0$  при отсутствии фактора;  $j$  – количество факторов, которые рассматриваются,  $j = 1, 2, \dots, m$ ;  $k_{ij}$  – весовой коэффициент влияния  $j$ -го фактора на рейтинговую оценку населенного пункта,  $0 < k_{ij} \leq 1$ .

Табл. 1. Параметры и расстояния между населенными пунктами Киевской области

В километрах

Численность населения, чел.	Объем потребления, тыс. т	Населенный пункт	Населенный пункт									
			г. Киев	пгт Гостомель	с. Мартусовка (вост. терминал)	г. Белая Церковь	г. Борисполь	г. Бровары	г. Васильков	г. Ирпень	г. Обухов	г. Славутич
2814258	10263,26	г. Киев	0	34	32	98	31	23	40	41	37	189
14304	52,16	пгт Гостомель	34	0	64	112	64	49	54	9	65	187
1024	3,73	с. Мартусовка (вост. терминал)	32	64	0	123	16	31	66	64	67	196
210551	767,85	г. Белая Церковь	98	112	123	0	109	105	49	100	62	271
58868	214,68	г. Борисполь	31	64	16	109	0	30	62	61	66	194
97146	354,28	г. Бровары	23	49	31	105	30	0	56	50	59	167
36427	132,84	г. Васильков	40	54	66	49	62	56	0	50	34	221
76841	280,23	г. Ирпень	41	9	64	100	61	50	50	0	63	190
33315	121,50	г. Обухов	37	65	67	62	66	59	34	63	0	225
24726	90,17	г. Славутич	189	187	196	271	194	167	221	190	225	0

В реальных прикладных задачах  $k_{ij}$  позволяет более точно учесть экспертную оценку влияния фактора на значение комплексного коэффициента. Для рассматриваемого случая  $k_{ij}$  принимается равным 1.

При проведении расчета факторно-рейтинговой оценки выбранных городов для размещения ЛТТК по формуле (2) предлагается учитывать следующие три группы факторов.

**Первая группа – транспортные факторы:**

ТФ<sub>1</sub> – доступность автодорог международного (категория М) или европейского (категория Е) значения по данным электронной карты населенных пунктов и автомобильных дорог Украины: 1 – имеется, 0 – отсутствует;

ТФ<sub>2</sub> – доступность железнодорожного сообщения по данным электронной карты-схемы железных дорог Украины (интернет-ресурс): 1 – имеется, 0 – отсутствует;

ТФ<sub>3</sub> – доступность морского порта по данным администрации морских портов Украины: 1 – имеется, 0 – отсутствует [12];

ТФ<sub>4</sub> – вхождение населенного пункта в сеть международных транспортных коридоров (МТК). Учитывались железнодорожные МТК № 3, 5, 9, коридоры Организации сотрудничества железных дорог МТК ОВС № 3, 5, 5а, 8, МТК «Гданьск–Одесса» (TRASECA), МТК «Европа–Азия» и автомобильные МТК № 3, 5, 5а, 9, 9а, 9в, 9с, а также транспортные коридоры Украины, которые являются дополнением к сети МТК – ТК «Балтийское–Черное моря», ТК «Евро-Азиатский», ТК «Европа–Азия», ТК «ЧЭС (Причерноморские страны)», утверждены ПКМУ № 1512 от 16 декабря 1996 г.: 1 – в пределах МТК, 0 – не в пределах МТК [13];

ТФ<sub>5</sub> – наличие грузового пункта пропуска через таможенную границу Украины в соответствии с приказом Государственной фискальной службы (ГФС) Украины «Об утверждении Клас-

сификатора ГФС, таможен ГФС и их структурных подразделений» от 19 января 2017 г. № 26: 1 – имеется пункт пропуска, 0 – отсутствует [14].

**Вторая группа – экономические факторы:**

ЕФ<sub>1</sub> – средняя стоимость 1 м<sup>2</sup> земли в населенном пункте по данным статистики о нормативной денежной оценке земель населенных пунктов: 1 – меньше среднего показателя по Украине, 0 – больше; средний показатель – 115,50 грн./м<sup>2</sup> [15];

ЕФ<sub>2</sub> – доступность строительных материалов в регионе, в котором расположен населенный пункт, по данным статистики о промышленном производстве элементов конструкций сборных для строительства из цемента, бетона или камня искусственного в регионах: 1 – больше среднего показателя по Украине, 0 – меньше; средний показатель – 176,3 тыс. т [15];

ЕФ<sub>3</sub> – заработная плата в регионе, в котором расположен населенный пункт, по данным статистики о среднемесячной заработной плате: 1 – меньше среднего показателя по Украине, 0 – больше; средний показатель – 4195 грн./мес. [15];

ЕФ<sub>4</sub> – безработица населения в транспортной сфере по данным статистики о количестве зарегистрированных безработных в сфере транспорта, складского хозяйства, почтовой и курьерской деятельности: 1 – больше среднего показателя по Украине, 0 – меньше; средний показатель – 668 чел. [15];

ЕФ<sub>5</sub> – инвестиционная привлекательность региона, в котором расположен населенный пункт, по данным статистики относительно прямых инвестиций на душу населения по регионам Украины: 1 – больше среднего показателя по Украине, 0 – меньше; средний показатель – 847,2 долл. США/чел. [15].

**Третья группа – административные факторы:**

АФ<sub>1</sub> – экологическая ситуация в

населенном пункте по данным статистики об объемах выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от стационарных и передвижных источников загрязнения в расчете на 1 км<sup>2</sup>: 0 – больше среднего показателя по Украине, 1 – меньше; средний показатель – 7,8 т/км<sup>2</sup> [15];

АФ<sub>2</sub> – уровень организованной преступности в регионе, в котором расположен населенный пункт, по данным статистики о количестве преступлений, совершенных организованными группами и преступными организациями; 0 – больше среднего показателя по Украине, 1 – меньше; средний показатель – 48 случаев на 1000 чел. [15];

АФ<sub>3</sub> – доступность таможенных постов по данным приказа ГФС «Об утверждении Классификатора ГФС, таможен ГФС и их структурных подразделений» от 19 января 2017 г. № 26: 1 – имеется таможенный пост, 0 – отсутствует [14].

Значение факторов и результаты расчета по формуле (2) рейтинговой оценки городов для размещения ЛТТК

Киевской области Украины приведены в табл. 2.

Наибольшее значение комплексного критерия в масштабах Украины по данным анализа результатов проведенных расчетов получили такие города, как Жмеринка, Немиров, Бердычев, Коростень, Николаев, Умань. Вторую позицию с минимальным отставанием занимают города Винница, Житомир, Чоп, Борисполь, Мостыска, Одесса, Полтава, Конотоп, Херсон. Анализ приведенных результатов показывает, что эти города являются наиболее привлекательными для создания транспортно-логистических объектов, но при этом не учитывается их взаимное расположение и объемы грузопотока, которые поступают в данные города.

В приведенный список не вошли такие города, как Киев, Днепр, Львов, Харьков, Черкассы, Черноморск, которые имеют значительную численность населения и, соответственно, потребительский спрос, а также выгодное расположение относительно других населенных пунктов Украины.

Табл. 2. Факторно-рейтинговая оценка потенциала населенных пунктов Киевской области и целесообразности создания в зонах их влияния ЛТТК

Населенный пункт	Транспортный фактор					Экономический фактор					Административный фактор			K <sub>i</sub>
	ТФ <sub>1</sub>	ТФ <sub>2</sub>	ТФ <sub>3</sub>	ТФ <sub>4</sub>	ТФ <sub>5</sub>	ЕФ <sub>1</sub>	ЕФ <sub>2</sub>	ЕФ <sub>3</sub>	ЕФ <sub>4</sub>	ЕФ <sub>5</sub>	АФ <sub>1</sub>	АФ <sub>2</sub>	АФ <sub>3</sub>	
г. Киев	1	1	–	1	–	–	1	–	–	1	–	–	1	0,46
пгт Гостомель	1	–	–	–	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,54
с. Мартусовка (вост. терминал)	–	–	–	–	–	1	–	1	1	1	1	1	1	0,54
г. Белая Церковь	1	1	–	1	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,69
г. Борисполь	1	1	–	1	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,69
г. Бровары	1	1	–	–	–	–	–	1	1	1	1	1	–	0,54
г. Васильков	–	1	–	–	–	1	–	1	1	1	1	1	1	0,62
г. Ирпень	1	1	–	1	–	–	–	1	1	1	1	1	–	0,62
г. Обухов	–	–	–	–	–	1	–	1	1	1	1	1	1	0,54
г. Славутич	–	1	–	–	1	1	–	1	1	–	1	1	1	0,62

**Третьим этапом** решения поставленной задачи является реализация вычислительного алгоритма на основе обобщенной модели для 165 населенных пунктов. Лучший вариант расположения ЛТТК, определенный на основе такой модели, учитывает только географические параметры расположения населенных пунктов и их объемы потребления. При этом значение целого ряда транспортных, экономических и административных факторов не учитывается. Поэтому с целью повышения эффективности и большей практической значимости формирования ЛТТИ предлагается применение модели факторно-рейтинговой оптимизации задачи размещения ЛТТК с учетом объемов транспортной работы по доставке грузов.

Оптимальным вариантом размещения ЛТТК в таком случае будет населенный пункт, для которого выполняется условие

$$A_{i,общая} = (A_{i,1} + A_{i,2} + A_{i,3} + A_{i,4} + A_{i,5} + A_{i,6} + \dots + A_{i,165}) \rightarrow \min. \quad (3)$$

Скорректированная транспортная работа для каждого конкретного населенного пункта  $A_{ij}$  рассчитывается следующим образом:

$$A_{i,j} = T_{i,j} = W_i \cdot L_{i,j} \cdot K_i; \quad (4)$$

$$\begin{cases} 0 \leq i \leq 165; \\ 0 \leq j \leq 165; \\ 0 \leq K_i \leq 1; \\ 0 \leq W_i \leq 100000; \\ A_{i,j}, T_{i,j}, L_{i,j}, W_i \geq 0, \end{cases}$$

где  $T_{i,j}$  – транспортная работа, выполняемая во время доставки груза с  $i$ -го в  $j$ -й населенный пункт,

$$T_{i,j} = W_i \cdot L_{i,j}; \quad (5)$$

$W_i$  – потребность в импортном грузопотоке  $i$ -го населенного пункта, т;  
 $L_{i,j}$  – расстояние между  $i$ -м и  $j$ -м населенными пунктами, км.

Расчет оптимального количества и мест размещения элементов ЛТТИ в соответствии с предложенным подходом проводится в следующей последовательности.

На *первом этапе* проводится расчет, предусматривающий функционирование одного логистического транспортно-таможенного комплекса на всей территории Украины, и определяется его оптимальное местонахождение. Поскольку расстояния между всеми выбранными 165 городами и объемы потребления импортной продукции этими городами известны, то критерием определения места размещения логистического транспортно-таможенного комплекса является достижение минимума транспортной работы.

После проведения расчетов на первом уровне определено, что наименьшее значение ( $A_{ij} = 1916033903$  т·км) из 165 выбранных населенных пунктов имеет г. Кропивницкий. Проанализировав его расположение на карте Украины, видим, что город имеет удачное географическое расположение (в самом центре страны), относительно большой объем потребления импортной продовольственной продукции и выше среднего значения коэффициент факторно-рейтингового потенциала  $K_i = 0,54$ , что указывает на его приоритетность для размещения логистических объектов в зоне влияния этого населенного пункта.

По результатам проведения первой итерации имеем, что для удовлетворения потребности в потреблении 100000 т продовольственных товаров необходимо построить один транспортно-таможенный логистический центр вместимостью 100000 т в г. Кропивницкий. В таком случае транспортная работа  $T_{i,общая}$  по обеспечению всех других населенных пунктов импортными продовольственными

товарами из Кропивницкого составил 3769259935 т·км.

На *втором этапе* проводится расчет для варианта функционирования двух ЛТТК на всей территории Украины и определяется их оптимальное местонахождение и объемы переработки грузов. Для дальнейшего расчета необходимо проанализировать значение транспортной работы  $A_{i,j}$  при доставке грузов из Кропивницкого и определить максимальное из этих значений.

Таким образом, определяется населенный пункт, для которого перевозки необходимого объема груза являются наиболее затратными с точки зрения рассчитанной транспортной работы  $A_{i,j}$  среди всех перевозок из Кропивницкого. Именно для этого населенного пункта и проводится расчет на втором этапе при условии, что в нем будет расположен первый из двух необходимых ЛТТК.

По имеющейся математической модели таким населенным пунктом является г. Киев со значением транспортной работы  $A_{i,j} = 195448258$  т·км. Такой результат является закономерным, поскольку Киев имеет наибольшие объемы потребления импортной продовольственной продукции, как город с самой большой численностью населения, и достаточно высокий коэффициент факторно-рейтингового потенциала  $K_i = 0,46$ .

На *следующем этапе* анализируем все значения транспортной работы  $A_{i,j}$  по доставке товаров из Киева и проводим аналогичные расчеты транспортной работы  $A_{i,j}$  при перевозке необходимого объема груза из этого города. По рассчитанным значениям получаем, что максимальное значение транспортной работы из Киева  $A_{i,j} = 222292955$  т·км соответствует перевозке в г. Харьков. Проведенные аналогичные расчеты транспортной работы  $A_{i,j}$  для Харькова подтверждают полученный результат.

Таким образом, в случае создания

двух логистических транспортно-таможенных комплексов, оптимальным вариантом для их расположения являются Киев и Харьков.

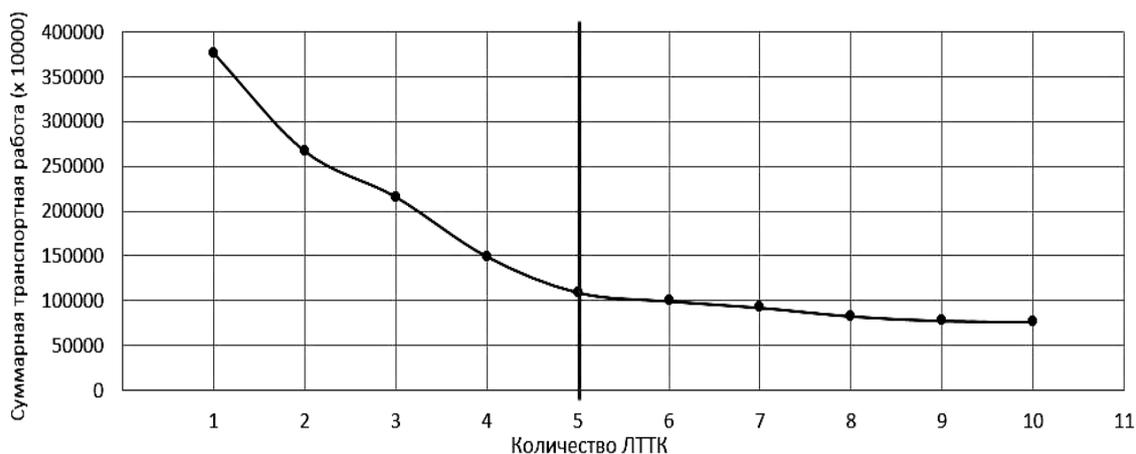
Следующим важным шагом является определение необходимой мощности ЛТТК в Киеве и Харькове для размещения 100000 т импортируемых продовольственных товаров с последующей доставкой в другие города. Для этого необходимо рассчитать значение транспортной работы  $T_{i,j}$ , учитывая, что перевозка происходит из Киева и Харькова. Выбрав минимальное из двух значений транспортной работы ( $T_{82,j}$  или  $T_{132,j}$ ) для каждого из 165 населенных пунктов, определили, каким из них выгоднее обслуживаться в ЛТТК, размещенном в Киеве, а каким – в Харькове. По результатам расчета получено, что логистическому комплексу Киева выгодно обслуживать города с общим потреблением 60388,44 тыс. т импортной продовольственной продукции (города Винницкой, Волынской, Житомирской, Закарпатской, Ивано-Франковской, Кировоградской, Киевской, Львовской, Николаевской, Одесской, Ровенской, Сумской, Тернопольской, Хмельницкой, Черкасской, Черновицкой, Черниговской областей и некоторые города Херсонской области). При этом общая транспортная работа  $T_{i,общая}$  по обеспечению всех этих населенных пунктов импортными продовольственными товарами из Киева составит 1804253531 т·км. В ЛТТК Харькова выгодно обслуживать города с общим потреблением 39611,56 тыс. т (города Донецкой, Луганской, Запорожской, Полтавской, Харьковской, Днепропетровской и некоторые города Херсонской, Кировоградской и Сумской областей). При этом общая транспортная работа  $T_{i,общая}$  по обеспечению всех этих населенных пунктов импортными продовольственными товарами из Харькова составит 868597122 т·км. То есть обслуживание грузопотока разделяется между логистическими центрами в Киеве

и Харькове в соотношении 67,5 и 32,5 % соответственно. Совокупная транспортная работа по обеспечению всех населенных пунктов Украины импортными продовольственными товарами с двумя ЛТТК в Киеве и Харькове составит 2672850603 т·км.

Аналогичным образом проводится определение оптимального местонахождения трех ЛТТК на территории Украины и их вместимость.

Наибольшее значение рассчитанной транспортной работы  $A_{i,j}$  при перевозках с двух ЛТТК (в Киеве и Харькове) соответствует Одессе и составляет 259450005 т·км, поэтому для расчета оптимального размещения трех складов базовым городом выбирается Одесса. Далее по алгоритму, приведенному в расчетах на втором уровне, анализируется рассчитанная транспортная работа по Одессе и определяется самый напряженный маршрут, соответствующий маршруту Одесса – Харьков ( $A_{i,j} = 329719048$  т·км). Таким образом, второй склад необходимо расположить в Харькове. Как уже известно из расчетов, для Харькова самым напряженным маршрутом является Харьков – Киев

( $A_{i,j} = 325520095$  т·км). Для того, чтобы определить является ли Киев оптимальным для размещения третьего склада, анализируется рассчитанная транспортная работа по Киеву. Наиболее напряженным маршрутом является маршрут Киев – Харьков ( $A_{i,j} = 222292955$  т·км), как известно из расчетов на втором уровне расчетного эксперимента. Также целесообразность расположения складов в указанных трех городах подтверждает то, что вторым по напряженности маршрутом из Киева является маршрут Киев – Одесса ( $A_{i,j} = 173820578$  т·км). Далее определяются необходимые мощности складов в Одессе, Киеве и Харькове для удовлетворения потребления 100000 т импортных продовольственных товаров другими городами по алгоритму, представленному на втором уровне расчетов. По приведенному алгоритму проведены расчеты для вариантов, предусматривающих функционирования от 1 до 10 ЛТТК на всей территории Украины. Предложенная методика позволяет проанализировать динамику уменьшения объема общей транспортной работы при увеличении количества ЛТТК (рис. 1).



Количество ЛТТК	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Транспортная работа, т·км	3769259935	2672850653	2161907167	1497036420	1095243418	998023739	926022808	829782473	778359494	769034361

Рис. 1. Зависимость объема суммарной транспортной работы от количества ЛТТК

Результаты проведенных расчетов показывают, что чем больше создается ЛГТК, тем меньше они будут по вместимости  $W_{склад}$  и тем меньше будет совокупная транспортная работа  $T_{общая}$  по доставке грузов потребителям, а соответственно, и финансовые затраты на перевозку.

Результаты, приведенные на рис. 1, показывают, что объем транспортной работы эффективно уменьшается в слу-

чае создания от 1 до 5 ЛГТК. Дальнейшее увеличение количества ЛГТК не влечет к существенному уменьшению совокупной транспортной работы.

То есть в случае грузопотока импортных грузов в 100000 т/год оптимальным является создание общегосударственной транспортно-логистической сети в составе первых пяти ЛГТК, приведенных в табл. 3, если не установлено других ограничений.

Табл. 3. Факторно-рейтинговая оценка для пяти оптимальных населенных пунктов

Населенный пункт	Транспортный фактор					Экономический фактор					Административный фактор			$K_i$
	ТФ <sub>1</sub>	ТФ <sub>2</sub>	ТФ <sub>3</sub>	ТФ <sub>4</sub>	ТФ <sub>5</sub>	ЕФ <sub>1</sub>	ЕФ <sub>2</sub>	ЕФ <sub>3</sub>	ЕФ <sub>4</sub>	ЕФ <sub>5</sub>	АФ <sub>1</sub>	АФ <sub>2</sub>	АФ <sub>3</sub>	
г. Днепр	1	1	–	1	–	–	1	–	–	1	–	–	1	0,46
г. Киев	1	–	–	–	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,46
г. Львов	–	–	–	–	–	1	–	1	1	1	1	1	1	0,54
г. Одесса	1	1	–	1	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,69
г. Харьков	1	1	–	1	–	–	–	1	1	1	1	1	1	0,62

Кроме того, анализ соотношения обслуживания грузопотока по комплексам свидетельствует, что для варианта с пятью ЛГТК распределение грузопотока достаточно равномерно, что также подтверждает вывод об оптимальности структуры с пятью комплексами для рассматриваемого случая.

### Заключение

Анализ результатов проведенных расчетов определения оптимальных мест размещения ЛГТК и необходимого их количества на основе факторно-рейтингового метода показывает, что применение предложенного подхо-

да позволяет:

- определить оптимальное место расположения нескольких ЛГТК и установить оптимальное их количество, исходя из объема грузопотока;

- обозначить зоны обслуживания каждого из ЛГТК и, соответственно, рассчитать необходимую емкость каждого комплекса;

- учесть при решении задач в равной степени как транспортные, так и экономические и административные факторы, влияющие на размещение элементов ЛГТИ и допускающие обобщение для учета большего количества факторов.

Применение метода позволяет

сформировать достаточно полные базы об определенных объектах ЛТТИ (вместимость комплексов, зоны обслуживания) и об объемах переработки грузов для принятия дальнейших решений относительно модернизации и приоритетных направлений развития транспортной инфраструктуры страны.

Таким образом, результаты проведенных исследований подтверждают эффективность применения факторно-

рейтингового метода для решения задач оптимизации размещения объектов ЛТТИ и возможность использования полученных результатов для установления необходимого количества таких объектов в процессе развития украинской сети ЛТТК, а также решения более широкого спектра задач, связанных с развитием логистической и транспортной инфраструктуры.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Правдин, Н. В.** Взаимодействие различных видов транспорта (примеры и расчеты) / Н. В. Правдин, В. Я. Негрей, В. А. Подкопаев. – Москва: Транспорт, 1989. – 208 с.
2. **Пасічник, А. М.** Методологія формування логістичної транспортно-митної інфраструктури в Україні: монографія / А. М. Пасічник. – Дніпропетровськ: УМСФ, 2016. – 168 с.
3. **Кондратюк, М. В.** Використання досвіду Європейського Союзу у створенні транспортно-логістичних центрів в Україні / М. В. Кондратюк // Вісник економіки, транспорту і промисловості. Проблеми транспортного комплексу України. – 2014. – № 47. – С. 31–33.
4. **Неліпович, О. В.** Сучасні світові тенденції створення та функціонування транспортно-логістичних центрів / О. В. Неліпович, С. А. Попель, К. Д. Мотюк // Митна безпека. – 2013. – № 2. – С. 76–81.
5. **Ярошенко, Л. Л.** Міжнародний досвід розбудови транспортно-логістичних центрів, як спосіб розвитку транспортно-логістичної інфраструктури / Л. Л. Ярошенко // Світове господарство і міжнародні економічні відносини. – 2016. – № 8. – С. 201–204.
6. **Ткач, О. В.** Передумови та тенденції розвитку регіональних транспортно-логістичних центрів / О. В. Ткач, І. А. Волощук // Вісник прикарпатського університету. Економіка. – 2015. – Вип. XI. – С. 19–25.
7. **Pasichnyk, A. N.** Factors that influence the formation of the transport-logistics networks / A. N. Pasichnyk, I. P. Vitruh, V. V. Kutyrev // Systemy i srodki transportu samochodowego. – Rzeszow: Politechnika Rzeszowska, 2013. – P. 517–526.
8. **Транспортировка в логистике: учебное пособие** / В. С. Лукинский, В. В. Лукинский, И. А. Пластунок, Н. Г. Плетенева. – Санкт-Петербург: СПбГИУЭ, 2005. – 139 с.
9. **Горев, А. Э.** Грузовые автомобильные перевозки / А. Э. Горев. – Москва: Академия, 2008. – 288 с.
10. **Handbook of Best Practices at Border Crossings – A Trade and Transport Facilitation Perspective / Organization for Security and Cooperation in Europe (OSCE), 2012. – 265 p.**
11. **Пасічник, А. М.** Сучасні транспортно-митні технології міжнародних перевезень товарів: монографія / А. М. Пасічник. – Дніпропетровськ: АМСУ, 2012 – 288 с.
12. **Реєстр морських портів Адміністрації морських портів України [Електронний ресурс].** – Режим доступу: <http://www.uspa.gov.ua/reestr-morskikh-portiv>. – Дата доступу: 14.11.2019.
13. **Про першочергові заходи щодо створення національної мережі міжнародних транспортних коридорів: постанова Кабінету Міністрів України від 16.12.1996 р. № 1512 [Електронний ресурс].** – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1512-96-%D0%BF>. – Дата доступу: 14.11.2019.
14. **Про затвердження Класифікатора ДФС, митниць ДФС та їх структурних підрозділів: наказ Державної фіскальної служби України від 19.01.2017 р. № 26 [Електронний ресурс].** – Режим доступу: <http://sfs.gov.ua/zakonodavstvo/mitne-zakonodavstvo/nakazi/70989.html>. – Дата доступу: 14.11.2019.

15. Статистичний збірник Державної служби статистики України «Регіони України». – Київ: Державна служба статистики України, 2016. – Ч. 1. – 299 с.

*Статья сдана в редакцию 20 января 2020 года*

**Анатолий Николаевич Пасечник**, д-р физ.-мат. наук, проф., Университет таможенного дела и финансов. Тел.: +38-066-887-69-50. E-mail: panukr977@gmail.com.

**Ирина Георгиевна Лебедь**, канд. техн. наук, доц., Национальный транспортный университет. Тел.: +38-068-123-87-33. E-mail: panukr977@gmail.com.

**Вячеслав Валерьевич Кутырев**, зав. сектором защиты прав интеллектуальной собственности, Донецкая таможня Государственной фискальной службы Украины. Тел.: +38-050-986-92-15. E-mail: kutirevia4eslav@gmail.com.

**Александр Сергеевич Поварехо**, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. Тел. +375-296-84-00-32. E-mail: povarekho@bntu.by.

**Anatoly Nikolaevich Pasichnyk**, DSc (Physics and Mathematics), Prof., University of Customs and Finance. Phone: +38-066-887-69-50. E-mail: panukr977@gmail.com.

**Irina Georgievna Lebed**, PhD (Engineering), Associate Prof., National Transport University. Phone: +38-068-123-87-33. E-mail: panukr977@gmail.com.

**Vyacheslav Valerievich Kutyrev**, Head of the Intellectual Property Protection Sector, Donetsk Customs of the State Fiscal System of Ukraine. Phone: +38-050-986-92-15. E-mail: kutirevia4eslav@gmail.com.

**Aliaksandr Sergeevich Pavarekha**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. Phone +375-296-84-00-32. E-mail: povarekho@bntu.by.

---

УДК 629.113

*В. П. Тарасик, О. В. Пузанова*

## ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ЕГО ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ

---

UDC 629.113

*V. P. Tarasik, O. V. Puzanova*

## INFLUENCE OF VEHICLE MOTION MODE ON ITS FUEL ECONOMY

---

### Аннотация

Предложена методика исследования и оценки топливной экономичности автомобиля и КПД его двигателя. Приведены результаты моделирования и анализа на установившихся режимах движения и при разгоне. Показано влияние нагрузки двигателя на путевой расход топлива.

### Ключевые слова:

автомобиль, двигатель, трансмиссия, коробка передач, часовой, удельный и путевой расходы топлива, нагрузка и КПД двигателя.

### Abstract

A technique is proposed for studying and evaluating the fuel economy of a vehicle and the efficiency of its engine. The results of modeling and analyzing at steady-state driving modes and during acceleration are presented. The effect of engine load on the fuel consumption during driving is shown.

### Keywords:

vehicle, engine, transmission, gearbox, hourly and specific fuel consumption, load and engine efficiency.

---

Топливная экономичность автомобиля зависит от множества факторов – конструктивных и эксплуатационных. Конструктивные факторы обусловлены степенью совершенства рабочих процессов двигателя и трансмиссии, оцениваемой их КПД, совершенством внешней формы автомобиля, формирующей потери на преодоление сопротивления воздуха, рациональностью использования полной массы автомобиля, оцениваемой коэффициентом удельной грузоподъемности, параметрами и физическими свойствами материала шин, оказывающих влияние на сопротивление качению.

Значительное влияние на расход топлива оказывают эксплуатационные факторы: качество и состояние дорож-

ного покрытия, ширина проезжей части и количество полос, погодные условия, время суток, дорожные ограничительные знаки, плотность транспортного потока и его структурный состав, скоростные режимы движения.

Измерителем топливной экономичности автомобиля принят расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути – *путевой расход топлива*  $Q_s$ , л/(100 км), а обобщающий показатель – *средний путевой расход топлива*  $Q_{ср}$ , определяемый при нормальном эксплуатационном режиме движения в наиболее типичных для данного автомобиля дорожных условиях.

Ввиду большого разнообразия эксплуатационных условий работы ав-

томобилей определение обобщающих показателей топливной экономичности представляет сложную и трудоёмкую задачу. Поэтому нормативными документами установлены частные оценочные параметры топливной экономичности, определяемые в конкретных дорожных условиях. Методики проведения испытаний по их определению изложены в ГОСТ 20306–90, ГОСТ Р 41.84–99, ГОСТ Р 41.101–99 и др.

Опыт эксплуатации автотранспортных средств показывает, что значительное влияние на расход топлива оказывают режимы движения, т. к. они определяют загрузку двигателя и рациональное использование его потенциальных свойств. Эффективность любого технического объекта, в том числе автомобиля и его двигателя, наиболее полно и однозначно может быть оценена величиной КПД. Поэтому при исследовании топливной экономичности целесообразно осуществлять анализ затраты энергии на выполнение транспортной работы и оценку КПД двигателя.

### **Цель исследования**

Целью исследования является анализ влияния режима движения автомобиля при выполнении транспортной работы на путевой расход топлива и КПД двигателя.

### **Методика исследования**

Исследования проведём на двух типовых примерах, используемых в теории движения автомобиля: на топливной характеристике установившегося движения  $Q_s = f(v)$  и характеристиках разгона  $v = f(t)$  и  $s = f(t)$ , получаемых на мерном участке, равном 2000 м по методике, предусмотренной ГОСТ 22576–90.

При построении топливной характеристики и характеристик разгона в качестве исходной информации об автомобиле используются внешние скоростные характеристики (ВСХ) мощности двигателя  $P_e = f(n_d)$  и вращающего момента  $M_e = f(n_d)$  и топливные характеристики часового расхода топлива  $G_e = f(n_d)$  и удельного расхода  $g_e = f(n_d)$  в функции частоты вращения вала двигателя  $n_d$ , об/мин. Характеристики  $G_e$  и  $g_e$  соответствуют работе двигателя на ВСХ.

В качестве объекта исследования примем легковой автомобиль LADA Vesta. Параметры автомобиля: полная масса  $m_a = 1670$  кг; максимальная мощность двигателя  $P_{e\max} = 78$  кВт при частоте вращения  $n_P = 6000$  об/мин; максимальный момент  $M_{e\max} = 148$  Н·м при частоте вращения  $n_M = 4000$  об/мин; удельный расход топлива при максимальной мощности  $g_{eP} = 280$  г/(кВт·ч); передаточное число главной передачи  $u_0 = 4,2$ ; передаточные числа коробки передач  $u_{кпи} = (3,636; 1,950; 1,357; 0,941; 0,784)$ ; время переключения передачи  $t_{п} = 1$  с; радиус качения колеса  $r_k = 0,285$  м; лобовая площадь автомобиля  $A_d = 2,113$  м<sup>2</sup>; коэффициент сопротивления воздуха  $k_w = 0,2$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>; коэффициент сопротивления качению при малой скорости  $f_0 = 0,01$ .

На рис. 1, а приведены ВСХ двигателя  $P_e = f(n_d)$ ,  $M_e = f(n_d)$  и характеристика часового расхода топлива  $G_e = f(n_d)$ , а на рис. 1, б – удельного расхода топлива  $g_e = f(n_d)$ . Реальные характеристики двигателя  $M_e = f(n_d)$  и  $g_e = f(n_d)$  отображены кружками.

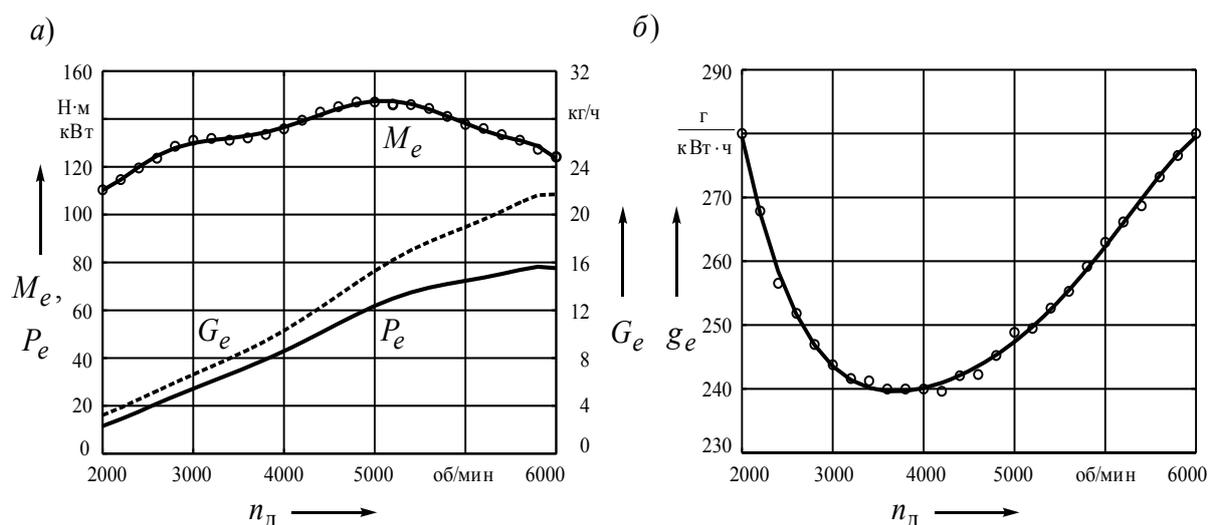


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя (а) и характеристика удельного расхода топлива (б)

При реализации моделирования необходимы непрерывные функции характеристик двигателя, которые получают посредством регрессионного анализа исходных данных. Уравнение регрессии вращающего момента представлено в виде полинома седьмого порядка

$$M_e = M_P k_m (b_0 + b_1 E + b_2 E^2 + b_3 E^3 + b_4 E^4 + b_5 E^5 + b_6 E^6 + b_7 E^7), \quad (1)$$

где  $M_P$  – момент двигателя при максимальной мощности двигателя, Н·м;  $E$  – коэффициент относительной угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя;  $b_0, b_1, b_2, \dots, b_7$  – коэффициенты регрессии:  $b_0 = 2,59959$ ;  $b_1 = -34,7994$ ;  $b_2 = 267,821$ ;  $b_3 = -1014,878$ ;  $b_4 = 2116,415$ ;  $b_5 = -2462,820$ ;  $b_6 = 1496,234$ ;  $b_7 = -369,577$ .

В формулу (1) введен параметр  $k_m$ , предназначенный для изменения уровня номинальной мощности двигателя. Например, для двигателя мощностью 90 кВт  $k_m = 1$ , а при мощности 78 кВт  $k_m = 0,86667$ .

Характеристика удельного расхода топлива аппроксимирована полиномом пятого порядка

$$g_e = g_{eP} (b_{e0} + b_{e1} E + b_{e2} E^2 + b_{e3} E^3 + b_{e4} E^4 + b_{e5} E^5), \quad (2)$$

где  $b_{e0}, b_{e1}, b_{e2}, \dots, b_{e5}$  – коэффициенты регрессии:  $b_{e0} = 1,4638$ ;  $b_{e1} = -4,5521$ ;  $b_{e2} = 13,5377$ ;  $b_{e3} = -20,4324$ ;  $b_{e4} = 15,8788$ ;  $b_{e5} = -4,8976$ .

Значение  $E$  определяет скоростной режим двигателя и вычисляется из соотношения

$$E = \omega_d / \omega_P = n_d / n_P, \quad (3)$$

где  $\omega_d$  и  $n_d$  – угловая скорость и частота вращения двигателя на данном скоростном режиме соответственно;  $\omega_P, n_P$  – то же при максимальной мощности двигателя.

Проведём вначале оценку топливной экономичности автомобиля при установившихся режимах движения, для этого используем топливную характеристику  $Q_s = f(v)$ .

Путевой расход топлива  $Q_s$ , л/(100 км), определяется по формуле [1]

$$Q_s = \frac{100G_T}{3,6\nu\rho_T \cdot 10^{-3}}, \quad (4)$$

где  $G_T$  – часовой расход топлива двигателем, кг/ч;  $\nu$  – скорость автомобиля, м/с;  $\rho_T$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup> (бензин 730 кг/м<sup>3</sup>; дизельное топливо 860 кг/м<sup>3</sup>).

Часовой расход топлива  $G_T$  связан с удельным расходом  $g_d$  на любом скоростном и нагрузочном режиме двигателя соотношением

$$G_T = g_d P_{д.н} \cdot 10^{-6}, \quad (5)$$

где  $P_{д.н}$  – мощность нагрузки двигателя, Вт.

В общем случае

$$P_{д.н} = |P_{в.о} + P_{тр} + P_{\psi} + P_w + P_j|, \quad (6)$$

где  $P_{в.о}$  – величина отбора мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя;  $P_{тр}$  – мощность потеря в трансмиссии;  $P_{\psi}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление дорожных сопротивлений (сопротивление качению и уклон дороги);  $P_w$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;  $P_j$  – мощность сопротивления разгону (при равномерном движении с постоянной скоростью  $P_j = 0$ ).

Составляющие выражения (6) находятся по известным формулам [1].

Значения  $G_T$  и  $g_d$  зависят от скоростного и нагрузочного режимов двигателя и вычисляются по формулам:

$$g_d = g_e k_{И} k_E; \quad (7)$$

$$G_T = G_e k_{И} k_E, \quad (8)$$

где  $g_e$  и  $G_e$  – удельный и часовой расходы топлива при работе двигателя с полной нагрузкой на внешней скоростной характеристике (ВСХ);  $k_{И}$  и  $k_E$  – коэффициенты влияния уровня нагрузки и скоростного режима двигателя на удельный и часовой расходы топлива двигателя соответственно.

Коэффициенты  $k_{И}$  и  $k_E$  определяются по эмпирическим формулам [2, 3]:

$$k_{И} = a_0 + a_1 И + a_2 И^2; \quad (9)$$

$$k_E = b_0 + b_1 E + b_2 E^2 + b_3 E^3, \quad (10)$$

где  $И$  – коэффициент использования мощности двигателя;  $a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2, b_3$  – эмпирические коэффициенты.

Коэффициент  $И$  характеризует уровень нагрузки двигателя и равен отношению мощности нагрузки  $P_{д.н}$  к мощности двигателя  $P_e$  при работе его на ВСХ на данной частоте вращения вала двигателя  $n_{дi}$ :

$$И = P_{д.н} / P_e. \quad (11)$$

Значения коэффициентов  $a_0, a_1, a_2$  для соответствующих двигателей приведены в табл. 1.

Коэффициенты формулы (10):  $b_0 = 1,25$ ;  $b_1 = -0,99$ ;  $b_2 = 0,98$ ;  $b_3 = -0,24$ .

Предлагаемые формулы (4)–(11) позволяют построить топливную характеристику установившегося движения автомобиля  $Q_s = f(\nu)$ , определить значения путевого расхода топлива на всех передачах и оценить эффектив-

ность его использования посредством КПД двигателя.

Значение КПД двигателя на установленном режиме при заданной постоянной скорости движения  $v_j = \text{const}$  равно отношению мощности нагрузки двигателя

к мощности потока тепловой энергии сжигаемого топлива  $P_{Ti}$ :

$$\eta_{д.уi} = P_{д.нi} / P_{Ti} \quad (12)$$

Табл. 1. Эмпирические коэффициенты формулы (9)

Двигатель	$a_0$	$a_1$	$a_2$
ЗИЛ-431410	0,174	0,429	0,397
ЯМЗ-236 (238)	0,188	0,640	0,172
КАМАЗ-740	0,234	0,461	0,305
Современный дизельный	0,200	0,440	0,360

Значение  $P_{Ti}$  зависит от расхода топлива  $Q_{Si}$ , л/с, на данном режиме и находится по формуле

$$P_{Ti} = Q_{Si} \rho_T C_T, \quad (13)$$

где  $C_T$  – теплотворная способность топлива (для бензина  $C_T = 45,5$  МДж/кг, для дизельного топлива  $C_T = 43,5$  МДж/кг).

Нагрузка двигателя  $P_{д.н}$  находится по формуле (6). При неустановившемся движении в этой формуле необходимо учитывать инерционную мощность  $P_j$ . Если разгон осуществляется с максимальной интенсивностью, как это предусмотрено ГОСТ 22576–90 при испытаниях по определению показателей тягово-скоростных свойств автомобиля,

двигатель работает с полной нагрузкой, поэтому  $P_{д.н} = P_e$ , а значение расхода топлива переменное. Поэтому КПД двигателя определяется за конечный интервал времени разгона  $t_k$ , учитывая при этом затрату топлива  $Q_{s,k}$ , использованную его тепловую энергию  $W_{т.к}$  и выработанную двигателем механическую энергию  $W_{м.к}$ , а КПД вычисляется из соотношения

$$\eta_{д.к} = W_{м.к} / W_{т.к} \quad (14)$$

Для определения параметров движения при разгоне автомобиля, расхода топлива и выработанной двигателем механической энергии используем систему дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{M_e u_{тр} \eta_{тр} / r_k - m_a g f_v - k_w A_d v^2}{\delta_{п.м} m_a}; \\ \frac{ds}{dt} &= v; \\ \frac{dQ_s}{dt} &= \frac{g_e M_e v u_{тр}}{3,6 \rho_T r_k \cdot 10^6}; \\ \frac{dW_m}{dt} &= P_e, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

где  $v$  – скорость автомобиля, м/с;  $f_v$  – коэффициент сопротивления качению, зависящий от скорости [1];  $s$  – перемещение автомобиля, м;  $P_e = f(n_d)$  – функция мощности двигателя при работе его по ВСХ, кВт.

### Результаты исследования

Используя предлагаемые формулы (4)–(11), построим топливную характеристику установившихся режимов движения автомобиля  $Q_s = f(v)$  на всех передачах во всём диапазоне ско-

ростей, а также графики, отображающие нагрузку двигателя, позволяющие оценить её влияние на расход топлива и эффективность его использования.

На рис. 2 показаны характеристики мощности нагрузки двигателя  $P_{д.н}$  и её составляющих  $P_\psi$ ,  $P_w$ ,  $P_{тр}$ , а также мощности двигателя  $P_e$  на 3-й передаче (а) и на 5-й (б) в зависимости от скорости автомобиля  $v$ . Чем выше номер передачи, тем в одних и тех же условиях больше нагрузка двигателя.

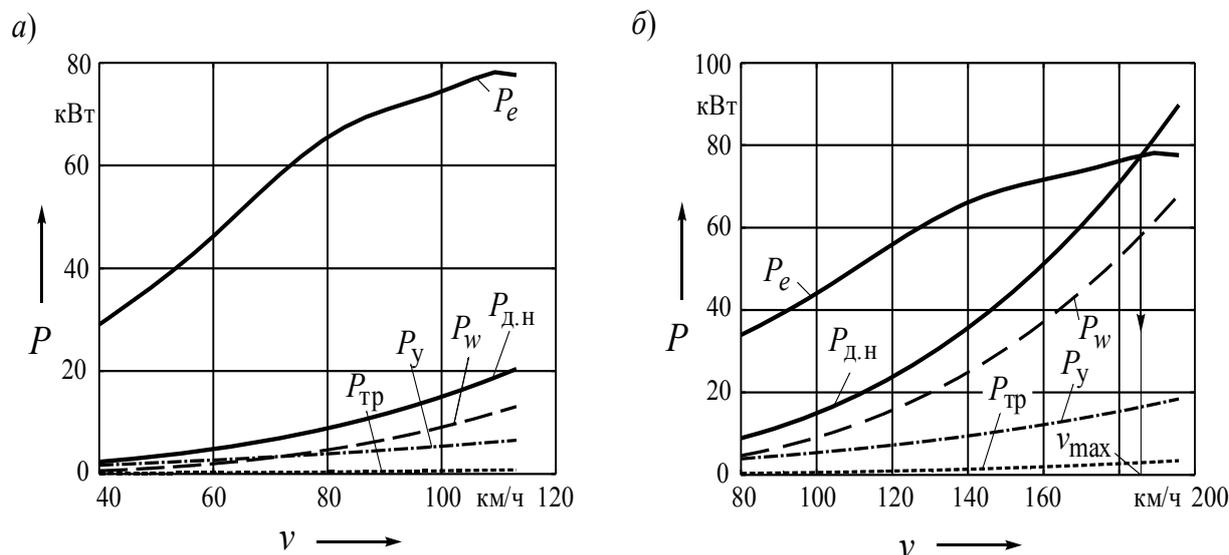


Рис. 2. Графики баланса мощности нагрузки двигателя на передачах

На рис. 3 изображены графики коэффициентов использования мощности И (а) и влияния уровня нагрузки  $k_{И}$  (б) на различных передачах и скоростях движения. Как следует из этих графиков, чем выше номер передачи и больше скорость автомобиля, тем полнее используется энергия двигателя.

Топливная характеристика автомобиля представлена на рис. 4. Очевидно, что с целью экономии топлива необходимо использовать в каждом конкретном случае возможную высшую передачу, т. к. при этом увеличивается

загрузка двигателя и наиболее рационально используется характеристика удельного расхода топлива.

На рис. 5, а показаны характеристики текущего расхода топлива  $Q_s$  на различных передачах в зависимости от скорости автомобиля, а на рис. 5, б – соответствующие им характеристики КПД  $\eta_{д.у}$ . Эти графики также подтверждают возможность обеспечения экономного расхода топлива посредством рационального использования передач.

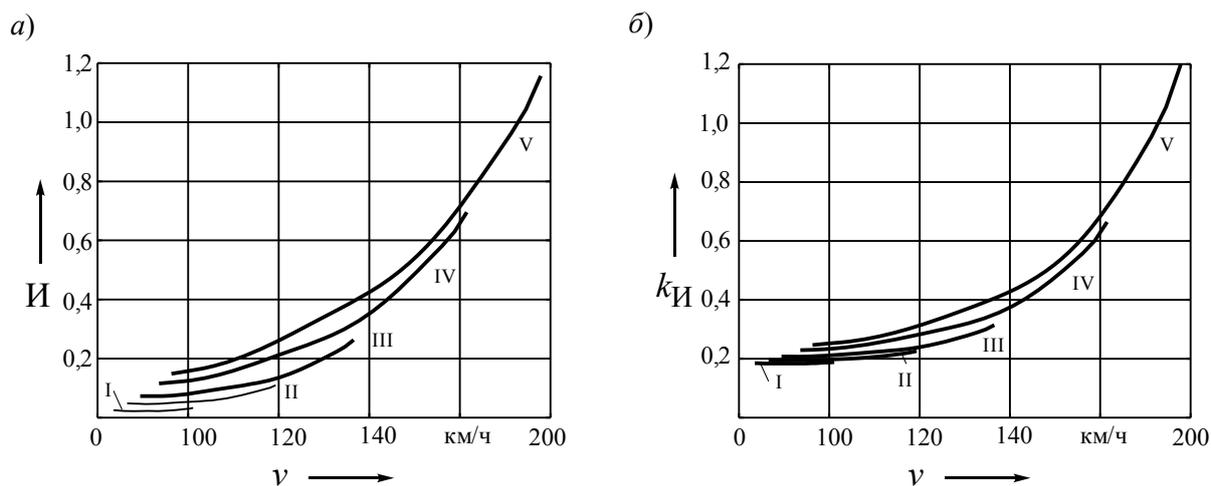


Рис. 3. Графики коэффициентов  $I$  и  $k_I$

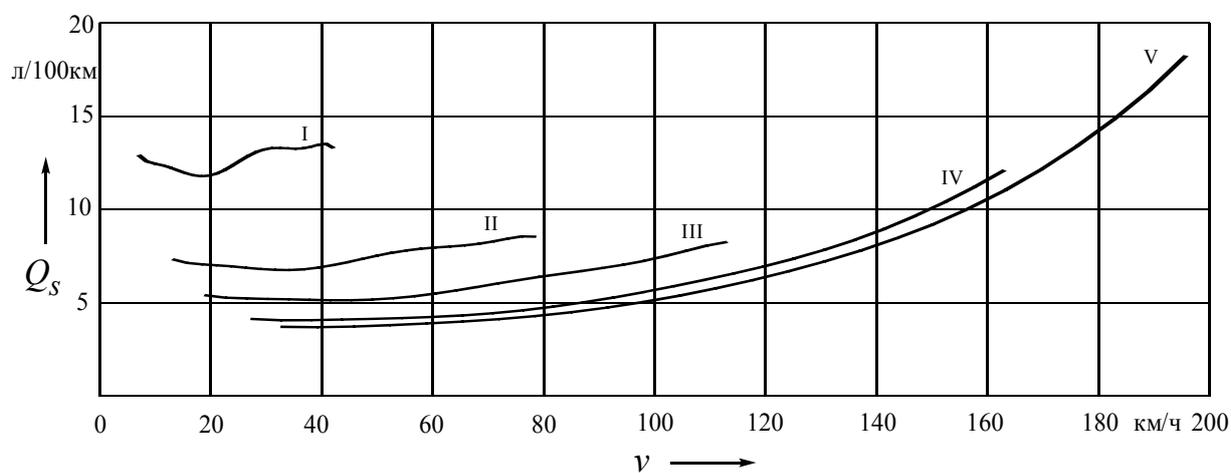


Рис. 4. Топливная характеристика установившегося движения автомобиля

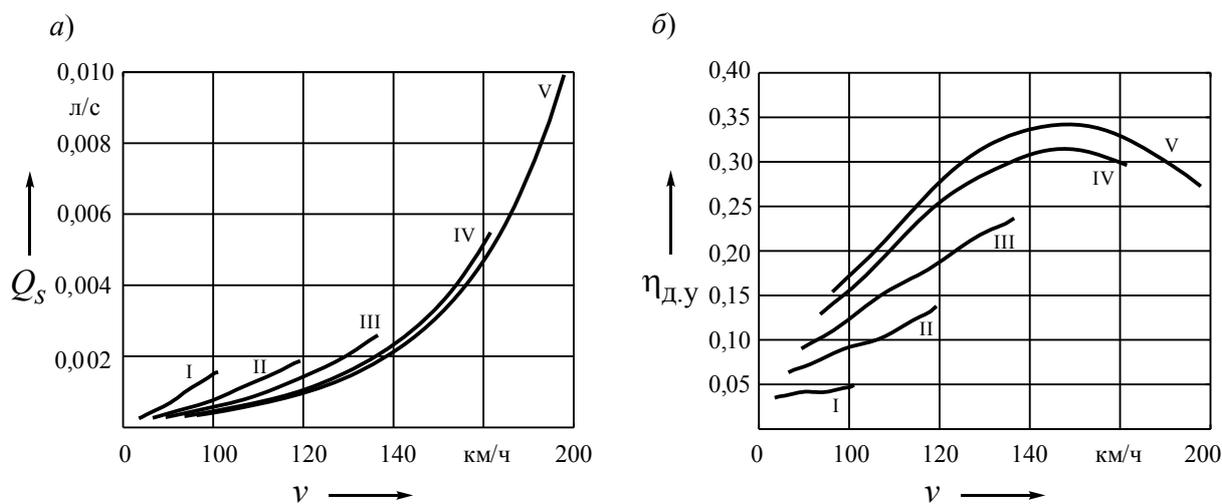


Рис. 5. Зависимости текущего расхода топлива (а) и КПД двигателя (б) от скорости на различных передачах

Рассмотрим характеристики, полученные на режиме разгона автомобиля на основе решения системы уравнений (15). На рис. 6, *а* изображены графики изменения скорости, а на рис. 6, *б* – перемещения автомобиля при последовательном переключении передач во время разгона. Энергия двигателя в этом случае используется полностью, поскольку он работает на ВСХ.

На рис. 7, *а* представлен график изменения во времени расхода топлива  $Q_s$ , а на рис. 7, *б* – реализации механической энергии двигателя  $W_M$ . Горизонтальные ступеньки на этих графиках соответствуют времени переключения передач  $t_{\Pi} = 1$  с, в течение которого расход топлива и энергия двигателя не учитывались.

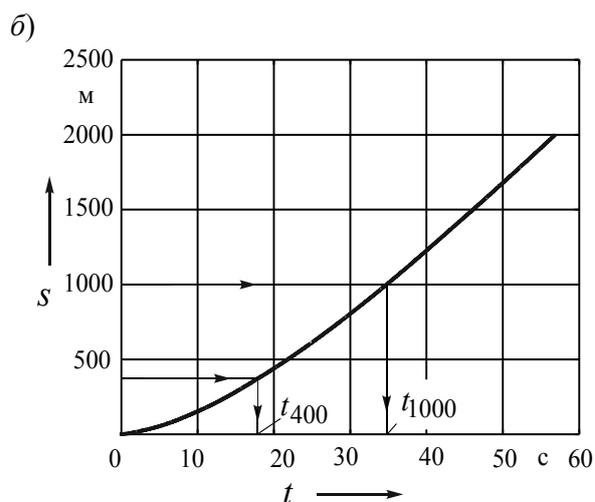
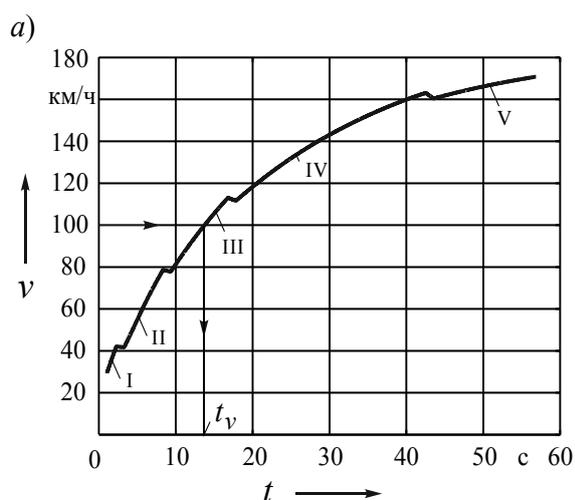


Рис. 6. Характеристики разгона автомобиля: *а* – изменение скорости; *б* – перемещение

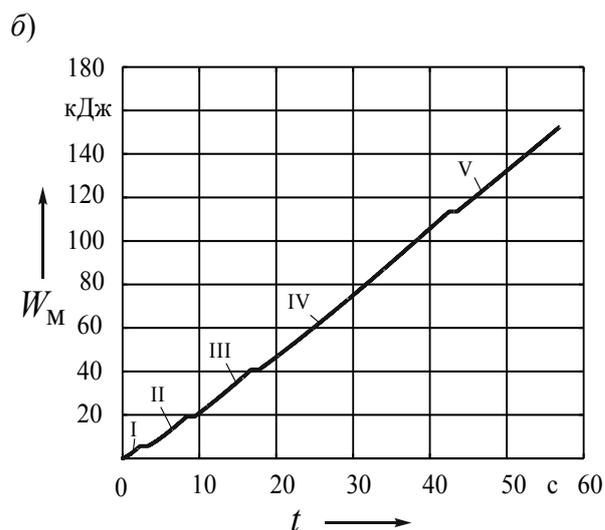
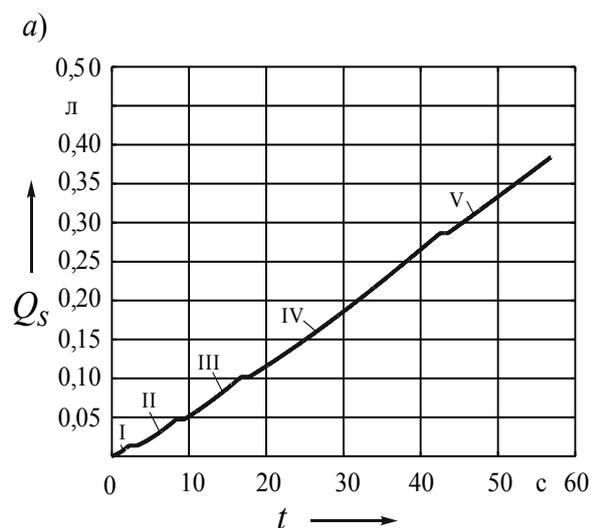


Рис. 7. Расход топлива (*а*) и реализация механической энергии двигателя (*б*) за время разгона автомобиля на участке, равном 2000 м

Из рис. 6, б следует, что при интенсивном разгоне с переключением передач согласно методике ГОСТ 22576–90 контрольный участок пути, равный 2000 м преодолён за время  $t_k = 56,86$  с. Суммарный расход топлива при этом составил  $Q_{S.K} = 0,3839$  л, а выработка энергии двигателя  $W_{M.K} = 3810$  кДж (см. рис. 7, а и б).

Тепловую энергию затраченного на разгон топлива вычислим по формуле

$$W_{T.K} = Q_{S.K} \rho_T C_T, \quad (16)$$

а усреднённое значение КПД двигателя за время разгона – по формуле (14).

В результате получены следующие значения искомых параметров:  $W_{T.K} = 12751$  кДж;  $\eta_{D.K} = 0,299$ .

На рис. 8 показан график изменения во времени КПД двигателя  $\eta_D$  в процессе разгона автомобиля. Характер изменения  $\eta_D$  обусловлен тем, что с увеличением скорости движения после переключения на высшие передачи снижается интенсивность разгона, возрастают затраты топлива и снижается КПД.

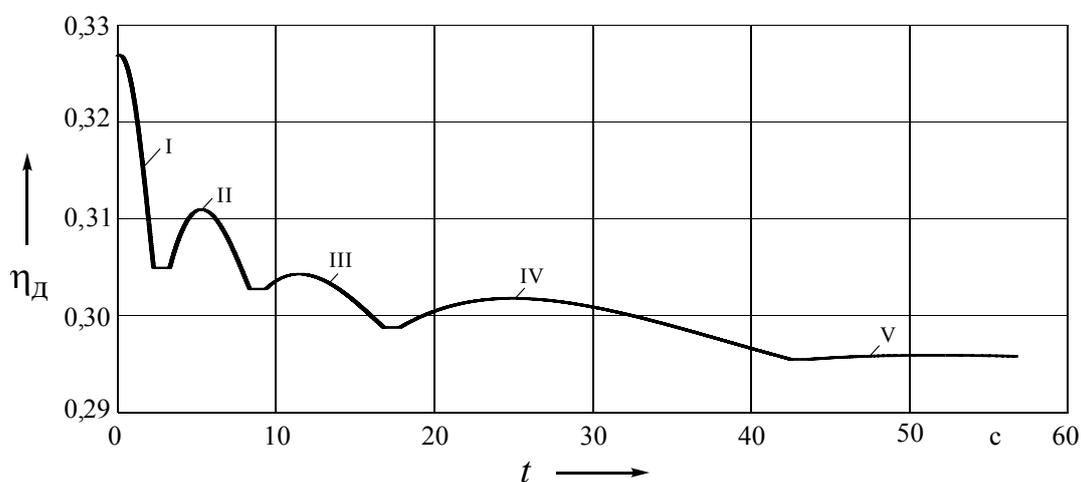


Рис. 8. Изменение КПД двигателя в процессе разгона автомобиля

### Выводы

1. Предложена методика оценки топливной экономичности установившихся и переменных режимов движения автомобиля и математические модели её реализации.

2. Приведены результаты анализа топливной экономичности автомобиля и КПД двигателя конкретного легкового автомобиля при движении в стандартных условиях – на основе топливной характеристики установившегося движения и характеристики разгона.

3. Показано, что путевой расход топлива при установившемся движении

существенно зависит от используемой передачи при заданной скорости движения, что обусловлено уровнем нагрузки двигателя и использования его энергии. Чем выше относительный уровень нагрузки, тем меньше путевой расход топлива. Для экономии топлива необходимо использовать как можно более высокий номер передачи.

4. При интенсивном разгоне с максимальной реализацией энергетических возможностей двигателя его КПД достигает наибольших значений, однако с увеличением скорости он несколько снижается вследствие возрастания относительных затрат топлива.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. **Литвинов, А. С.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – Москва: Машиностроение, 1989 – 240 с.
3. **Гришкевич, А. И.** Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 208 с.
4. **ГОСТ 20306–90.** Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 13 с.
5. **ГОСТ 22576–90.** Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – Москва: Изд-во стандартов, 1991. – 32 с.

*Статья сдана в редакцию 15 января 2020 года*

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

**Ольга Владимировна Пузанова**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
Тел.: +375-29-634-57-04.

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

**Olga Vladimirovna Puzanova**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
Tel.: +375-29-634-57-04.

## ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 62-83:621

*А. С. Коваль, В. С. Яшин, А. И. Артеменко*

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЬНЫХ И ГЕНЕРАТОРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ БЕЗРЕДУКТОРНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПАССАЖИРСКОГО ЛИФТА НА БАЗЕ СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ

UDC 62-83:621

*A. S. Koval, V. S. Yashin, A. I. Artemenko*

### MODELING OF MOTOR AND GENERATOR OPERATION MODES OF THE PMSM-BASED GEARLESS ELECTRIC DRIVE FOR PASSENGER ELEVATORS

#### **Аннотация**

На основе структурной схемы модели электропривода с синхронным двигателем с постоянными магнитами (СДПМ) с поверхностным расположением магнитов на роторе разработана модель безредукторного электропривода лифта, позволяющая моделировать двигательные режимы работы электропривода, переход в режим рекуперативного торможения и обратно. Представлены результаты моделирования безредукторного электропривода лифта на базе СДПМ по разработанной модели.

#### **Ключевые слова:**

синхронный двигатель с постоянными магнитами (СДПМ), безредукторный электропривод лифта, регулирование скорости, уравнение движения, движущий момент, двигательный режим работы, режим рекуперативного торможения, графики изменения момента, скорости.

#### **Abstract**

The structural diagram of the model of an electric drive based on a permanent magnet synchronous motor (PMSM) with surface arrangement of magnets on the rotor has been used to develop the model of a gearless electric drive for elevators, which simulates the motor operation modes of the electric drive, and the transition to regenerative braking mode and back. The paper presents the results of simulation of the PMSM-based gearless electric drive for elevators using the developed model.

#### **Keywords:**

permanent magnet synchronous motor (PMSM), elevator gearless electric drive, speed control, equation of motion, driving torque, motor operation mode, regenerative braking mode, torque/speed change curves.

Сегодня частотно-регулируемый ЭП переменного тока основной тип регулируемого привода в лифтах [1]. Особенностью приводов лифтов является работа с меняющейся нагрузкой, что обеспечивает работу привода как в двигательных режимах, так и в генераторных (рекуперативное торможение). Последние режимы привлекают все боль-

ше внимания, т. к. позволяют экономить потребляемую энергию, а в лифтах, работающих в жилых зданиях порядка 30 % энергопотребления связано с работой электропривода. Если в редукторных приводах лифтов, с учетом КПД редуктора, использование генераторных режимов малоэффективно, то в безредукторных регулируемых приводах воз-

вращаемая энергия при рекуперации существенно возрастает и появляется возможность использования рекуперированной энергии.

Генераторные режимы работы лифта могут прогнозироваться с учетом загрузки кабины лифта и направления её движения. Типовые варианты таких режимов работы: подъем пустой кабины, спуск полностью грузеной кабины.

Моделирование работы электропривода лифта в этих режимах имеет свои особенности, связанные с формированием и направлением действия динамического момента электропривода, что отражает соответствующая запись уравнения движения электропривода [2].

В двигательном режиме работы электродвигателя электропривода уравнение движения имеет вид:

$$M_1 - M_2 = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

где  $M_1$  – момент двигателя (движущий момент);  $M_2$  – момент сопротивления рабочего механизма;  $J$  – момент инерции привода;  $\omega$  – угловая частота вращения двигателя.

В тормозном режиме работы двигателя (рекуперативное торможение) уравнение движения имеет вид:

$$M_2 - M_1 = J \frac{d\omega}{dt}. \quad (2)$$

Здесь момент  $M_2$  со стороны рабочего механизма является движущим. Эти уравнения определяют характер движения электропривода лифта. Переход от одного режима работы электропривода к другому и изменения в знаке динамического момента должны учитываться при моделировании режимов работы электропривода лифта. Этот переход при моделировании в редукторных

электроприводах лифтов также должен учитывать изменение в генераторном режиме КПД редуктора. В безредукторных электроприводах лифтов задача упрощается. Переход из двигательного режима в рекуперативное торможение в безредукторном электроприводе лифтов при соответствующей загрузке кабины лифта определяется частотой вращения двигателя или скоростью движения кабины лифта. Показано [3], что рекуперативное торможение существует в безредукторном приводе лифта при скоростях, больших 0,6 от номинальной. Этот порог, при котором происходит переход из одного режима в другой, может быть использован при моделировании работы электропривода лифтов для задания изменения знаков движущих моментов и моментов сопротивления в уравнениях движения и в итоге – знака динамического момента двигателя.

В качестве примера моделирования уравнений движения (1) и (2), с целью дальнейшего использования при моделировании безредукторного электропривода лифта с формированием перехода работы электропривода из двигательного режима в генераторный и обратно в зависимости от скорости движения кабины лифта, моделирование может быть выполнено по схеме (рис. 1). Параметры двигателя, использованные при моделировании, приведены в табл. 1. Модель электропривода для моделирования двигательных и тормозных режимов работы образована двумя одностепенными моделями привода. Одна модель реализует уравнение движения для двигательного режима работы (скорость на выходе блока Transfer Fcn7), а другая – уравнение движения для генераторного режима (скорость на выходе блока Transfer Fcn1) работы при общем задатчике скорости Group1 (S-образная тахограмма разгона и торможения).

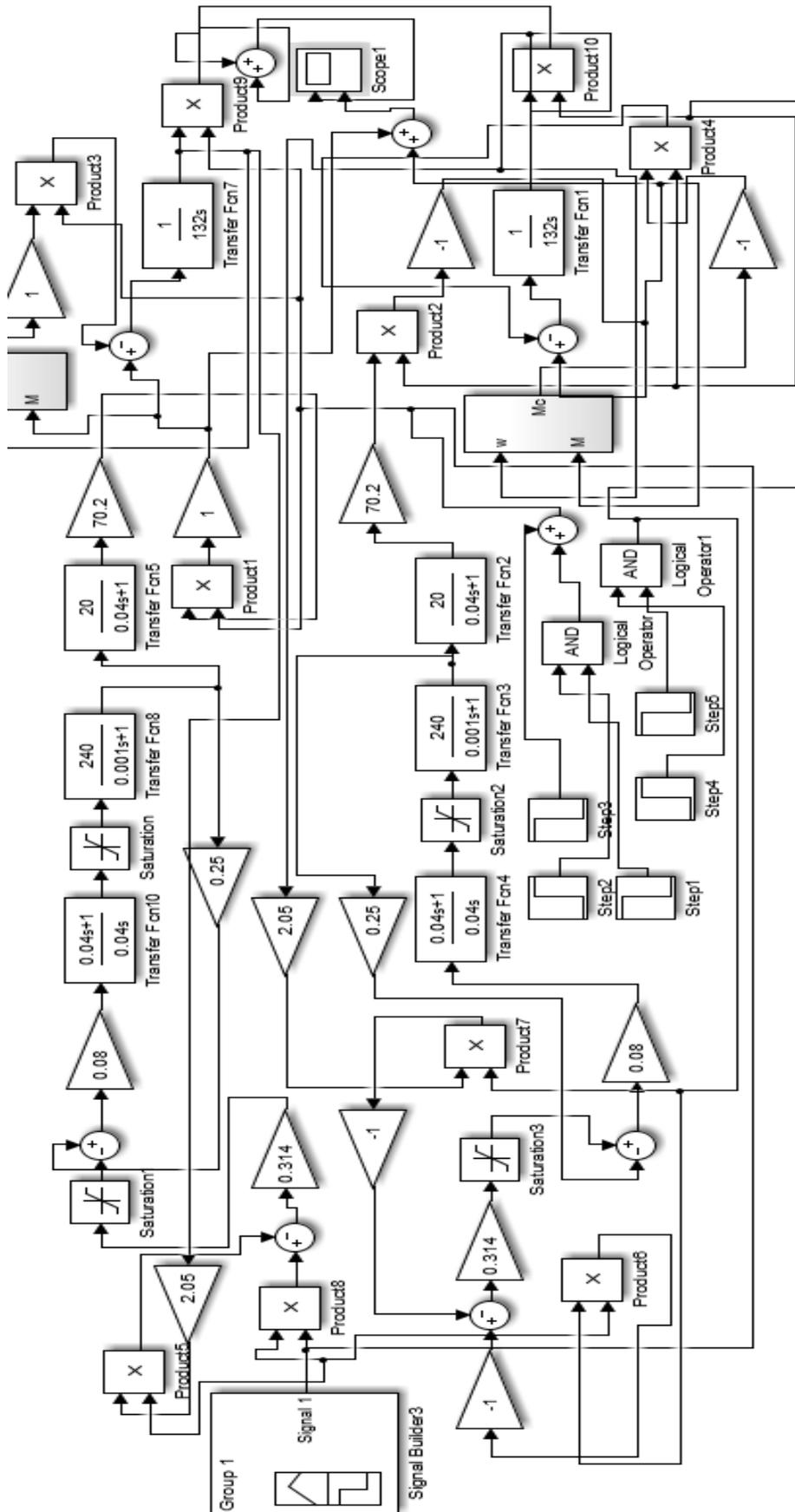


Рис. 1. Схема модели электропривода при моделировании двигателя и рекуперативного режима работы

Табл. 1. Параметры СДПМ, использованные при моделировании

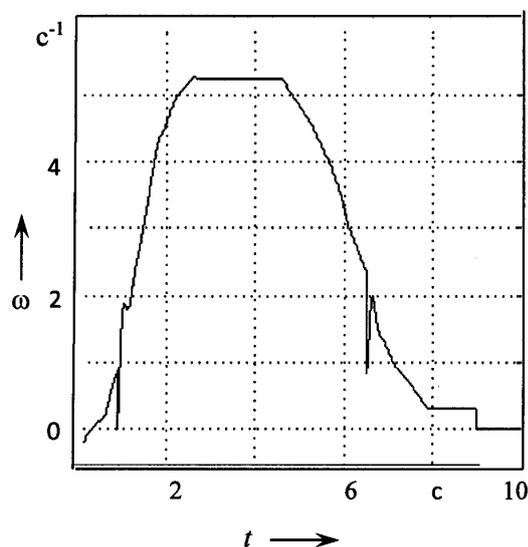
$J$ , кг·м	$R$ , Ом	$M_{ном}$ , Н·м	$I_{ном}$ , А	$P_{ном}$ , Вт	$L$ , Гн	$\Psi_{ном}$ , Вб	$\Omega_{ном}$ , с <sup>-1</sup>	$\Omega_{max}$ , с <sup>-1</sup>
132	0,652	710	12,4	3400	0,027	4,87	4,88	5,71

Переключение при моделировании из двигательного режима работы электропривода в генераторный (рекуперативное торможение) реализуется по текущей скорости движения кабины (блоки Logical Operator) и, в качестве примера, выполнено при разных значениях скорости этого перехода и разных значениях момента нагрузки.

Электромагнитный момент двигателя в каждой из моделей формируется стандартной схемой системы автоматического управления с ПИ-регулятором скорости и обратной связью по скорости двигателя [4]. Момент нагрузки создается однотипными блоками (выход

блока –  $M_c$ ) [5] для каждой из моделей, работающей, соответственно, в двигательном режиме и режиме рекуперации. Моделирование выполнено для двух случаев нагрузки: холостой ход и номинальная нагрузка. Работа электропривода при отработке тахограммы движения и переходе из двигательного режима работы в генераторный и обратно показаны на рис. 2 и 3. На графиках видны переключения в структуре модели при переходе из одного режима работы в другой и обратно, а график изменения скорости двигателя (см. рис. 2, а) имеет характерное увеличение скорости привода при работе в режиме рекуперации.

а)



б)

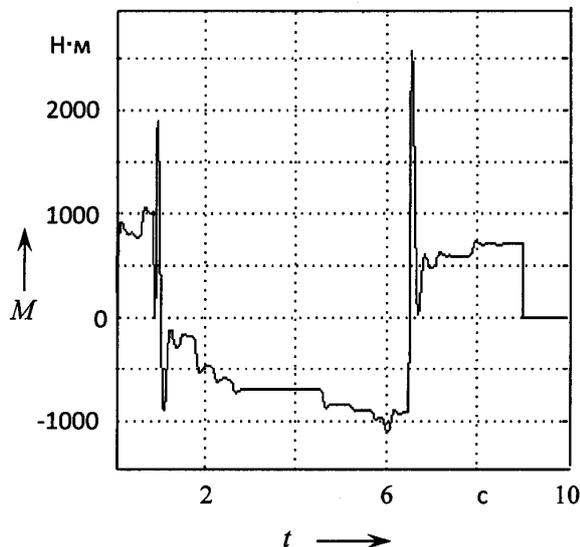


Рис. 2. Переходные процессы: а – по скорости двигателя; б – по электромагнитному моменту двигателя (нагрузка номинальным моментом 710 Н·м)

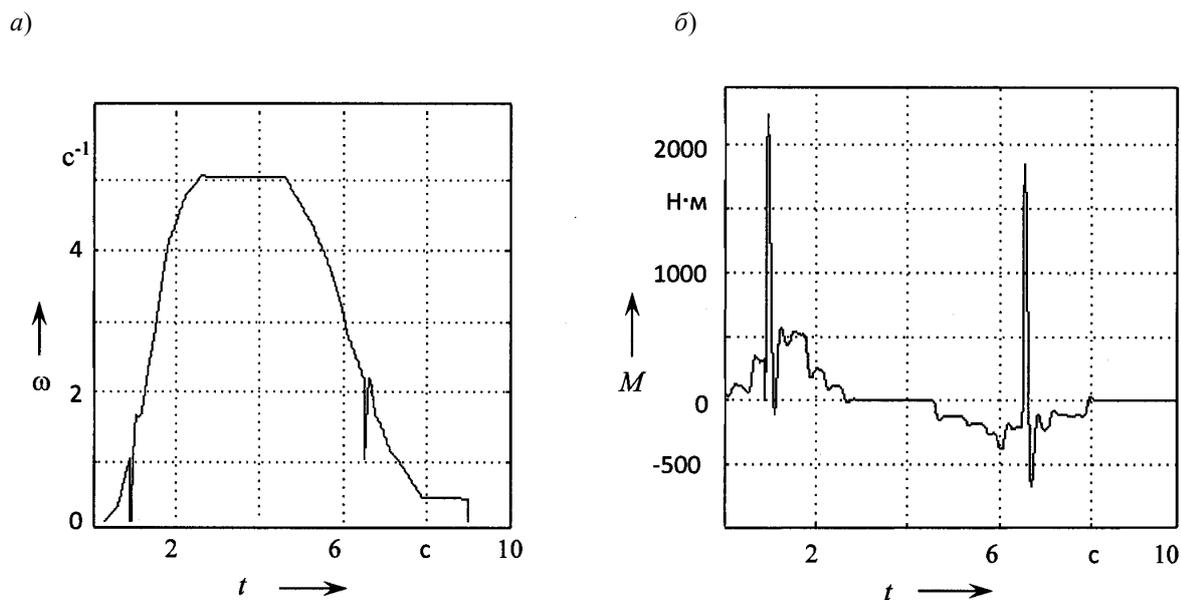


Рис. 3. Переходные процессы: *a* – по скорости двигателя; *б* – по электромагнитному моменту двигателя (холостой ход)

Рассмотренный принцип моделирования уравнений движения (1) и (2) для двигательных и генераторных режимов работы электропривода использован при моделировании режимов работы безредукторного привода лифта на базе СДПМ, в том числе с возможностью регулирования магнитного потока. Соответствующая модель привода представлена на рис. 4.

Параметры СДПМ, используемые при моделировании, приведены в табл. 1.

В этой схеме модели безредукторного электропривода лифта использована, аналогично модели (см. рис. 1) в качестве базовой, модель электропривода на базе низкоскоростного лифтового СДПМ [6] для реализации двигательного режима работы лифта и такая же модель – для реализации генераторного режима. В системе автоматического регулирования этих моделей применены ПИ-регуляторы скорости и тока [4]. Обе модели работают от одного задатчика тахограммы движения Group1. Переключение при моделировании из двигательного режима работы в рекуперативный и обратно происхо-

дит при скорости, превышающей 0,6 от номинальной (блок логики на базе элементов AND, NOT, OR). Остальные элементы модели обеспечивают её нормальное функционирование. Тахограммы изменения скорости и момента двигателя при переходе из двигательного режима работы в режим рекуперативного торможения и обратно при подъеме пустой кабины, полученные в результате моделирования, представлены на рис. 5. На рис. 6 показана тахограмма задания скорости (выход задатчика Group1), обрабатываемая моделью при номинальном магнитном потоке СДПМ.

Осциллограммы изменения регулируемых параметров электропривода лифта на базе СДПМ показывают работоспособность предлагаемой модели электропривода. Модель позволяет реализовать двигательный и генераторный режимы работы безредукторного электропривода лифта при выполнении условий, в которых эти режимы возникают.

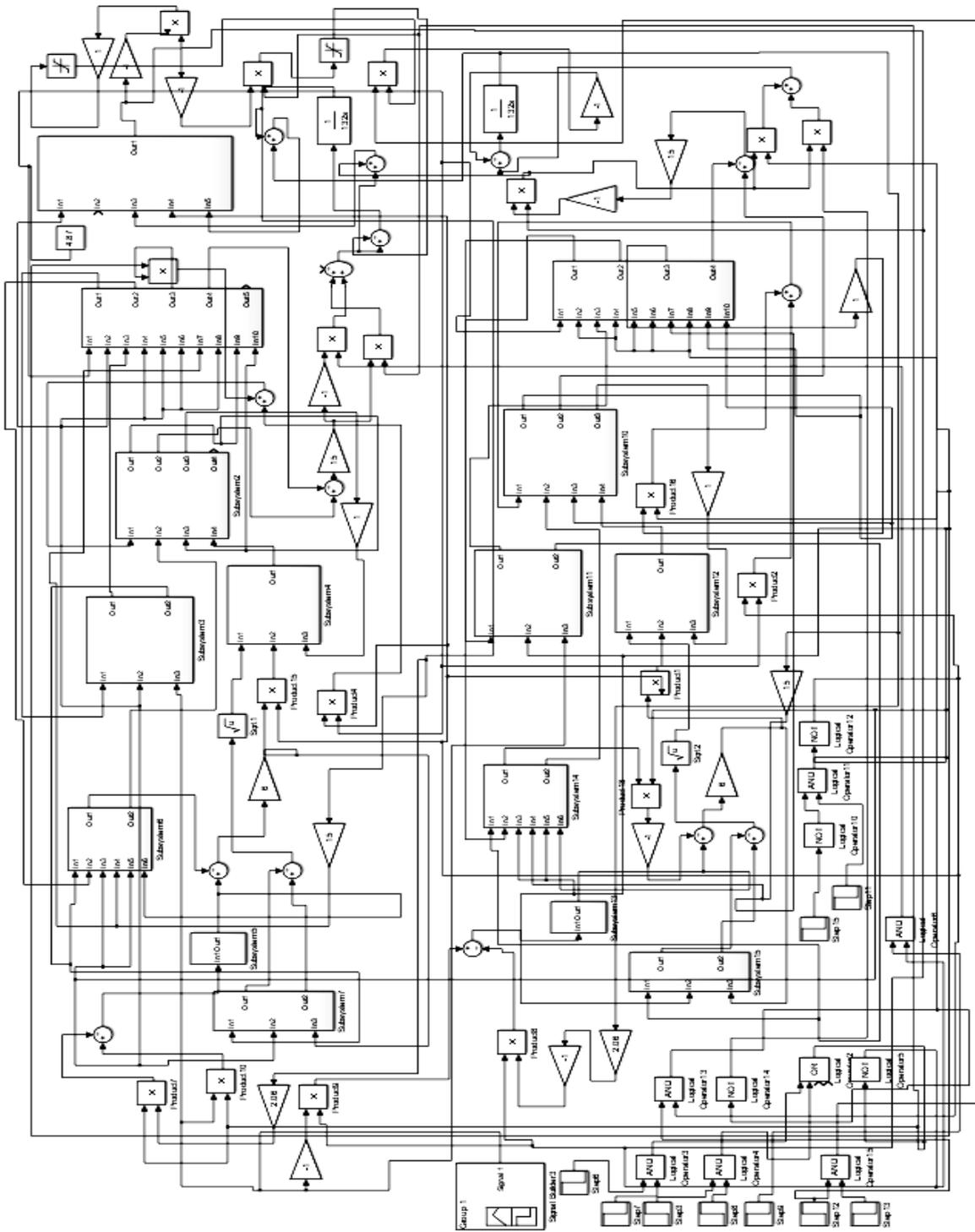


Рис. 4. Модель электропривода лифта при подъеме пустой кабины

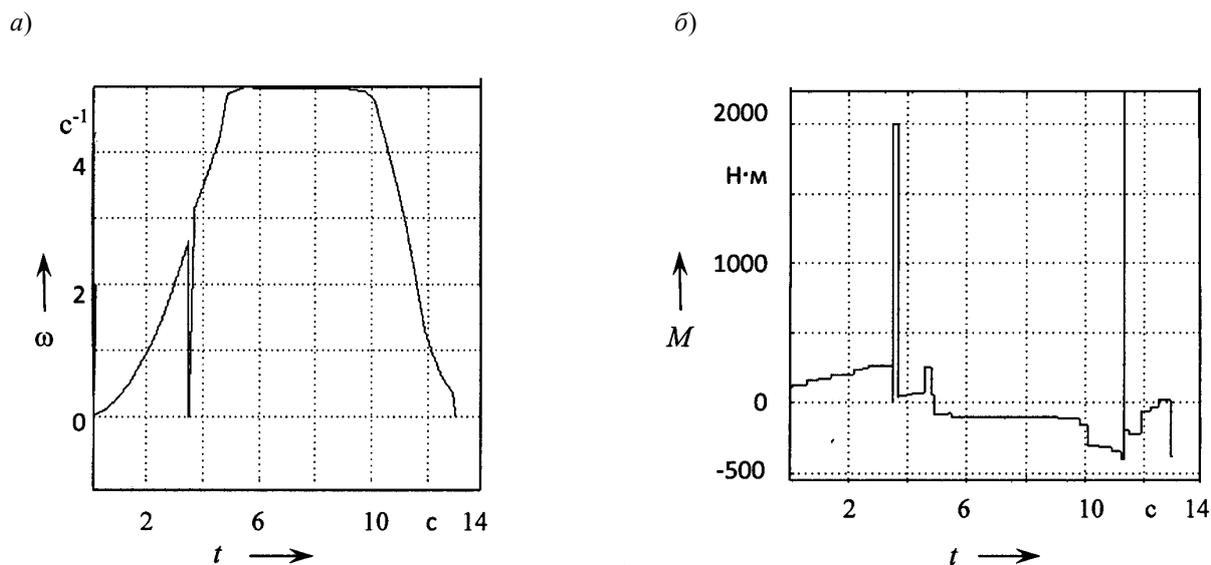


Рис. 5. Переходные процессы: а – по скорости двигателя; б – по электромагнитному моменту двигателя (нагрузка моментом 100 Н·м)

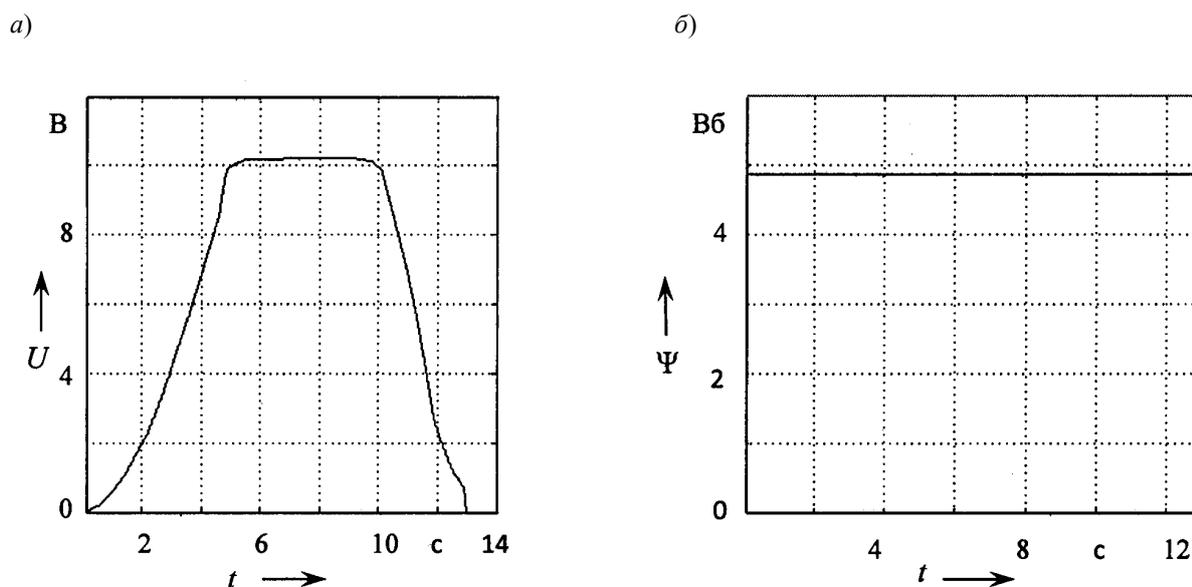


Рис. 6. Тахограмма задания скорости перемещения кабины лифта (а) и магнитный поток двигателя (б)

В предлагаемой модели для определения момента возникновения рекуперативного торможения и, соответственно, определения условия перехода из двигательного режима в режим рекуперативного торможения и обратно использована текущая скорость движения кабины лифта, т. к. СДПМ переходит в рекуперативное тормо-

жение в безредукторном электроприводе пассажирского лифта при скорости выше 0,6 от номинальной.

Таким образом, разработана модель регулируемого безредукторного электропривода пассажирского лифта переменного тока на базе СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе, позволяющая при отра-

ботке заданной тахограммы движения кабины лифта моделировать основные режимы работы лифта: двигательный и режим рекуперативного торможения. Момент переключения в модели из одного режима в другой и обратно формируется в зависимости от скорости двигателя, что имеет место в реальном безредукторном электроприводе лифта.

### **Выводы**

Предложена модель регулируемого безредукторного электропривода переменного тока лифта с СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе. В основе модели уравнения движения электропривода с учетом

знаков движущих моментов и моментов сопротивления рабочего механизма при переходе из двигательного режима работы в режим рекуперативного торможения и обратно. Учет знака динамического момента электропривода приводит к изменению в структуре модели безредукторного электропривода лифта при переходе из двигательного режима работы в режим рекуперативного торможения и обратно. В безредукторном электроприводе лифта рекуперативное торможение имеет место при скорости больше 0,6 от номинальной, поэтому в предлагаемой модели это переключение связано со скоростью двигателя.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. Фираго, Б. И. Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2007. – 585 с.
3. Коваль, А. С. К вопросу энергосбережения в электроприводе пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта / А. С. Коваль, А. И. Артеменко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 4. – С. 49–55.
4. Ключев, В. И. Теория электропривода / В. И. Ключев. – Москва: Энергоатомиздат, 1985. – 599 с.
5. Моделирование моментов нагрузки электродвигателей в MATLAB / Р. Т. Шрейнер [и др.] // Молодой ученый. – 2010. – Т. 1, № 8 (19).
6. Коваль, А. С. Модель электропривода на базе СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе и регулированием потока / А. С. Коваль, В. А. Яшин, А. И. Артеменко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 3. – С. 59–66.

*Статья сдана в редакцию 10 января 2020 года*

**Александр Сергеевич Коваль**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
**Виталий Сергеевич Яшин**, аспирант, Белорусско-Российский университет.  
**Александр Игоревич Артеменко**, аспирант, Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Sergeyeovich Koval**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
**Vitaly Sergeyeovich Yashin**, PhD student, Belarusian-Russian University.  
**Aleksandr Igorevich Artemenko**, PhD student, Belarusian-Russian University.

# ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

**№ 1(66) 2020**

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

Е. С. Лустенкова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр-т Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 23-00-07, e-mail: [bru@bru.mogilev.by](mailto: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 02.03.2020. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл.-печ. л. 10,93. Уч.-изд. л. 5,88. Тираж 100 экз. Заказ 1558.

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.