

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

3(60) 2018

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

КИСЕЛЕВ М. Г., МОНИЧ С. Г., БОГДАН П. С., НИЧИПОРУК А. С. Влияние геометрических параметров напльвов металла, полученных на поверхности штрипсы в результате ее электроэрозионного модифицирования, на процесс микрорезания материалов.....	5
МИНАКОВ А. П., ИЛЮШИНА Е. В., БЕРНАДСКАЯ О. А., БЕРНАДСКИЙ А. В. Финишная упрочняющая пневмоцент- робежная обработка гильз дизельных двигателей	18
СКОЙБЕДА А. Т., ХАТЕТОВСКИЙ С. Н., ГРОМЫКО П. Н., ЮРКОВА В. Л. Определение динамических реакций в пре- цессионной передаче при обеспечении статического уравно- вешивания ее подвижных звеньев	28
ТАРАСИК В. П. Моделирование планетарной коробки передач	36
ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С., ПЛЯКИН Р. В., ПУЗАНОВА О. В. Влияние параметров алгоритма переключе- ния передач на показатели качества и эффективности авто- матического управления гидромеханической передачей авто- мобиля.....	49

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

КОРНЕЕВ А. А., ТРЕТЬЯКОВ А. С., КАПИТОНОВ О. А. Перспективы развития вентильно-индукторного привода	63
ЛАРЬКИНА Т. С., ЛЬГОТЧИКОВ В. В., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Параметрический идентификационный метод для системы косвенного индукционного нагрева жидкости	70

ФИЗИКА

ЖИГАЛОВ А. Н. К теории аэродинамического упрочнения: колебательные процессы в кристаллической решетке твердых сплавов	77
МАЛЫШЕВ В. Л. Неизотермическое испарение жидкостей из системы жестких взаимосвязанных каналов произвольной формы	87

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

КАТЬКАЛО Ю. А., ТУЛУЕВСКИЙ Н. В., ЛИТВИНЧУК А. С., МАКЕЕВ А. И. Определение геометрической конструкции закругления автомобильной дороги	95
---	----

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

ПУЗАНОВА Т. В., ДЕНИСЕНКОВА М. В. Обоснование плана продаж предприятия оптовой торговли	103
---	-----

- 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

KISELEV M. G., MONICH S. G., BOGDAN P. S., NICHIPORUK P. S. Influence of geometrical parameters of metal flows on the surface of strips formed as a result of its electrical discharge machining on the process of micro-cutting of materials.....	5
MINAKOV A. P., ILYUSHINA E. V., BERNADSKAYA O. A., BERNADSKY A. V. Finishing strengthening pneumo-centrifugal processing of diesel engine cylinder liners	18
SKOIBEDA A. T., KHATETOVSKY S. N., GROMYKO P. N., YURKOVA V. L. Determining dynamic reactions in precessional transmission with its moving links being statically balanced	28
TARASIK V. P. Planetary gearbox simulation.....	36
TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S., PLIAKIN R. V., PUZANOVA O. V. Effect of gearshift algorithm parameters on quality and efficiency of automatic control of vehicle hydromecha- nical transmission	49

ELECTRICAL ENGINEERING

KARNEYEU A. A., TRETSAKOU A. S., KAPITONOV O. A. Prospects for the development of switched reluctance drive	63
LARKINA T. S., LGOTCHIKOV V. V., LENEVSKY G. S. Parametric identification method for the system of indirect induction heating of a liquid	70

PHYSICS

JIGALOV A. N. On the theory of aerodynamic strengthening: vibrational processes in a crystal lattice of hard alloys.....	77
MALYSHEV V. L. Non-isothermal vaporization of liquids from the system of rigid interconnected channels of arbitrary form	87

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

KATKALO Y. A., TULUEVSKIY N. V., LITVINCHUK A. S., MAKEEV A. I. Determination of geometric design of a highway curve	95
--	----

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

PUZANOVA T. V., DENISENKOVA M. V. Justification of whole-sale business sales targets	103
---	------------

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.9.048

М. Г. Киселев, С. Г. Монич, П. С. Богдан, А. С. Ничипорук

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАПЛИВОВ МЕТАЛЛА, ПОЛУЧЕННЫХ НА ПОВЕРХНОСТИ ШТРИПСЫ В РЕЗУЛЬТАТЕ ЕЕ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОГО МОДИФИЦИРОВАНИЯ, НА ПРОЦЕСС МИКРОРЕЗАНИЯ МАТЕРИАЛОВ

UDC 621.9.048

M. G. Kiselev, S. G. Monich, P. S. Bogdan, A. S. Nichiporuk

INFLUENCE OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF METAL FLOWS ON THE SURFACE OF STRIPS FORMED AS A RESULT OF ITS ELECTRICAL DISCHARGE MACHINING ON THE PROCESS OF MICRO-CUTTING OF MATERIALS

Аннотация

В статье дана теоретическая и экспериментальная оценка влияния геометрических параметров наплывов металла, полученных на исходной гладкой поверхности стальной штрипсы в результате ее электроэрозионного модифицирования, на процесс микрорезания материалов. Подтверждено, что наплывы металла, образовавшиеся по краю единичной лунки, представляют собой своеобразные мало-размерные режуще-деформирующие элементы, способные осуществлять микроцарапание материалов, уступающих по твердости металлу наплывов.

Ключевые слова:

электроэрозионное модифицирование, штрипса, микроцарапание, микрорезание, единичная лунка, наплывы металла, режуще-деформирующие элементы

Abstract

The article evaluates theoretically and experimentally how geometric parameters of metal flows formed on the initially smooth surface of a steel (У8А) strip as a result of its electrical discharge machining affect the process of micro-cutting of materials. Results of the analysis of the shape and geometric parameters of metal flows are presented, and it is shown that, in the first approximation, they can be represented in the form of an open torus cut along a plane coinciding with the initial surface of the strip. The cutting edge formed by the flows has a closed contour whose shape is close to the circumference and is characterized by a negative front angle.

Keywords:

electrical discharge machining, micro-cutting, strips, metal flows, cutting-deforming elements.

Введение

Предшествующие исследования [1–4] показали, что поверхность после электроэрозионной обработки приобретает режущую способность, которая проявляется в способности снимать стружку с материалов, уступающих

по твердости обработанной металлической поверхности. Эту способность ей придают образовавшиеся по краям перекрывающих друг друга лунок наплывы металла. С целью придания поверхности более высокой режущей способности авторами [5–7] предложено осуществлять ее электроэрозионную об-

работку без перекрытия лунок, т. е. проводить ее электроэрозионное модифицирование. В этом случае по краям единичных лунок образуются наплывы металла значительно большего радиуса и высоты, которые выходят за исходный контур поверхности. Именно эти наплывы металла на модифицированной поверхности представляют собой малоразмерные режуще-деформирующие элементы, способные разрушать материал, уступающий по твердости металлу наплывов.

В [8] представлены и проанализированы результаты исследований влияния энергии электрического разряда и условий его протекания (на воздухе или с применением дистиллированной воды) на геометрические параметры единичной лунки, получаемой на образце из стали У8А, и на микротвердость ее поверхностного слоя. Установлено, что с повышением энергии электрического разряда размеры единичной лунки, включая диаметр наплывов металла по ее краю и их высоту, возрастают, а также увеличивается микротвердость их поверхности. Показано, что при постоянной энергии разряда модифицирование на воздухе обеспечивает по сравнению с применением дистиллированной воды большие значения указанных параметров наплывов металла по краю лунки, выполняющих роль режуще-деформирующих элементов.

Вместе с тем на сегодняшний день почти отсутствуют систематизированные научные данные как теоретического, так и экспериментального характера, отражающие влияние геометрических параметров наплывов металла, полученных на поверхности штрипсы в результате ее электроэрозионного модифицирования, на особенности процесса микрорезания ими материалов, уступающих по твердости металлу наплывов. В связи с этим цель данной работы заключалась в теоретической и экспериментальной оценке влияния геометрических параметров наплывов металла, полученных на исходной гладкой рабочей поверхно-

сти штрипсы в результате ее электроэрозионного модифицирования, на процесс микрорезания материалов.

Анализ геометрических параметров наплывов металла, полученных по краю единичной лунки.

Вначале отметим ряд специфических особенностей, присущих напльвам металла на модифицированной поверхности штрипсы, которые в данном случае рассматриваются как режуще-деформирующие элементы.

На рис. 1 представлена фотография единичной лунки, полученной на рабочей поверхности штрипсы, с указанием ее основных геометрических параметров.

На ней обозначены диаметр наплывов металла d_n , их высота h_n , диаметр лунки относительно исходного положения поверхности d_0 , ширина наплывов металла по краю лунки b_n и ее глубина h_l .

Из рисунка видно, что реальная поверхность наплывов металла имеет развитый микрорельеф, состоящий из большого количества микровыступов и микровпадин. Если их не учитывать, то расположение наплывов металла на поверхности штрипсы схематично можно представить следующим образом (рис. 2).

Из приведенной схемы следует, что наплывы металла по краю лунки имеют в плане замкнутый контур в форме кольца внутренним d_0 и наружным d_n диаметрами и шириной b_n . При этом центр этих окружностей совпадает с центром лунки, т. е. наплывы металла расположены симметрично относительно ее центра (точка O).

В диаметральной сечении лунки ее геометрическими параметрами являются высота наплывов металла h_n , их ширина b_n , глубина лунки h_l и ее радиус R_l . Для более детального анализа геометрических параметров наплывов металла обратимся к схеме, приведенной на рис. 3, где показаны

диаметральный разрез только напы-
вов металла и форма образуемой ими

поверхности по краю лунки.

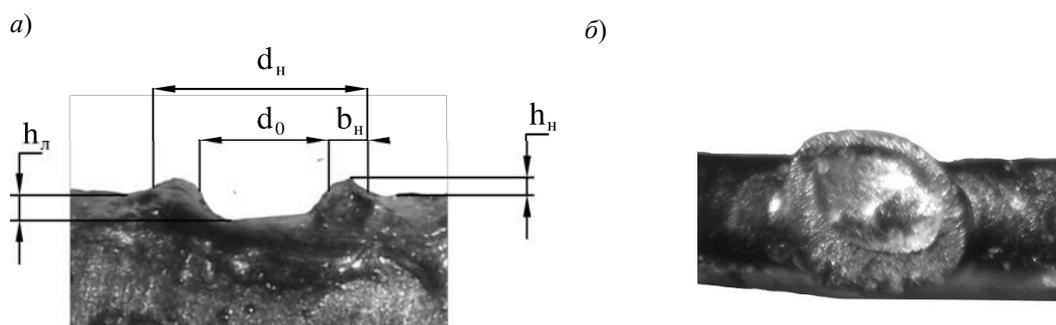


Рис. 1. Единичная лунка, полученная на рабочей поверхности штрипсы (фото): а – вид сбоку; б – вид сверху

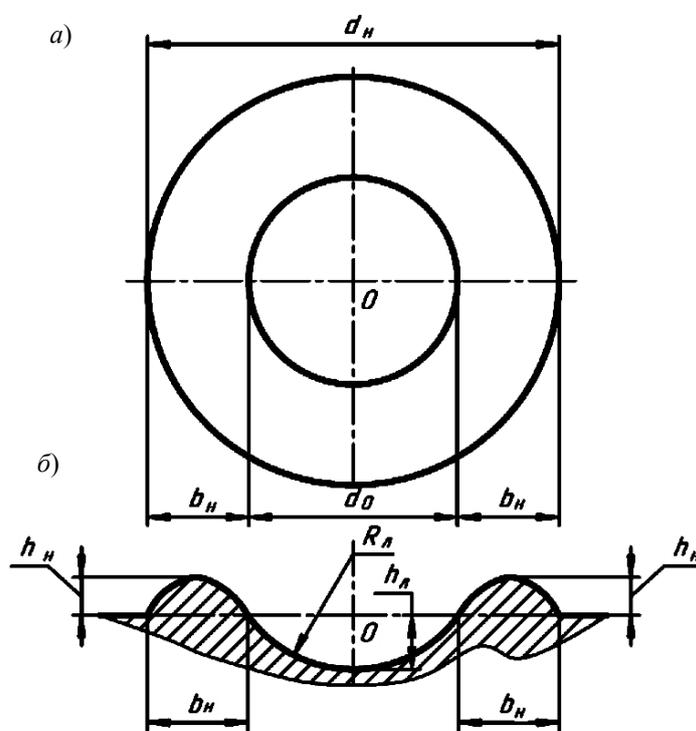


Рис. 2. Схематичное представление единичной лунки в плане (а) и ее диаметрального сечения (б)

Как видно, кривую, описывающую профиль напылов металла в диаметральном сечении, можно представить в виде части (дуги) окружности радиусом r с центром в точке O_1 (воображаемая часть этой окружности показана на рис. 3 пунктирной линией). При этом центр этой окружности (точка O_1) рас-

положен внутри материала штрипсы на расстоянии Δ от положения ее исходной поверхности.

Следовательно, образуемая по краю лунки поверхность представляет собой поверхность вращения, полученную вращением дуги окружности радиусом r вокруг оси OY , лежащей в плос-

кости этой окружности и не пересекающей ее. Такая поверхность [9] представляет собой открытый тор, срезанный по плоскости XOZ , совпадающей с исходной поверхностью штрипсы. С учетом

этого форму диаметрального сечения напылов металла можно представить в виде сегмента круга высотой h_n и хордой (основанием сегмента) b_n .

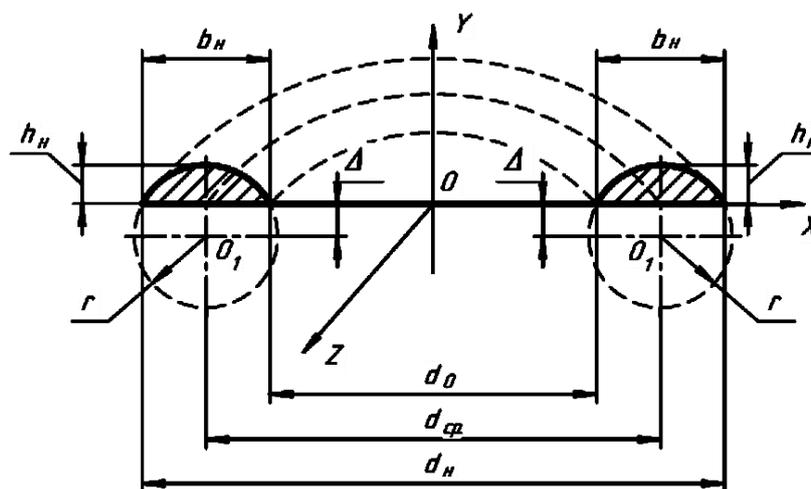


Рис. 3. Схематическое представление диаметрального сечения напылов металла и форма образуемой ими поверхности по краю лунки

С повышением энергии E электрического разряда [8] высота напылов металла h_n по краю лунки и их ширина b_n увеличиваются, но при этом возраста-

ние b_n происходит более интенсивно, чем h_n . Это приводит к изменению формы сегмента, как показано на рис. 4.

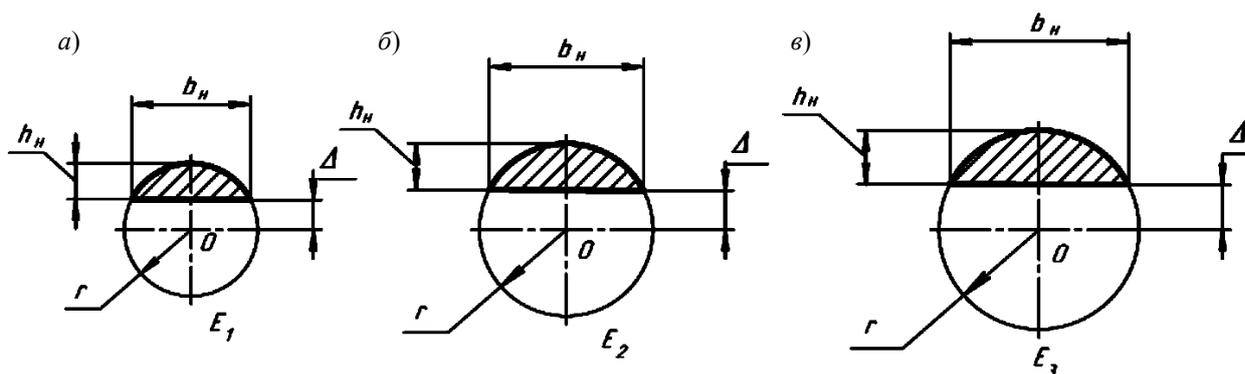


Рис. 4. Схематическое представление изменения формы кругового сегмента в диаметральном сечении напыла металла в зависимости от энергии разряда: а – при E_1 ; б – при E_2 ; в – при E_3 ($E_1 < E_2 < E_3$)

Как видно, с повышением E увеличивается радиус r окружности, а также величина отклонения основания сегмента от центра круга $\Delta = r - h_n$. При этом в силу опережающего возрастания

величины основания сегмента b_n по сравнению с его высотой h_n отношение h_n/b_n с повышением энергии разряда уменьшается, т. е. профиль напыла металла становится более пологим.

На основе отмеченных положений проанализируем геометрические параметры наплывов металла с точки зрения формирования на них режущих элементов (кромки).

В процессе резания инструмент должен занимать определенное положение относительно станка и обрабатываемой заготовки [10]. Непосредственно работу резания выполняет режущая часть под действием усилия, передаваемого от станка через присоединительную часть инструмента. Чтобы режущая часть смогла внедриться под отделяемый слой материала, она должна иметь

форму клина. Этот клинообразный элемент режущей части инструмента называют режущим клином. Во всех случаях режущий клин имеет по меньшей мере две рабочие поверхности: переднюю и заднюю. По передней поверхности сходится отделяемая в процессе резания стружка, а задняя поверхность обращена в сторону обработанной поверхности заготовки. Тогда в данном случае (рис. 5) наружная поверхность наплыва металла по краю лунки представляет собой переднюю поверхность режущего клина, а выступающая часть наплыва – его заднюю поверхность.

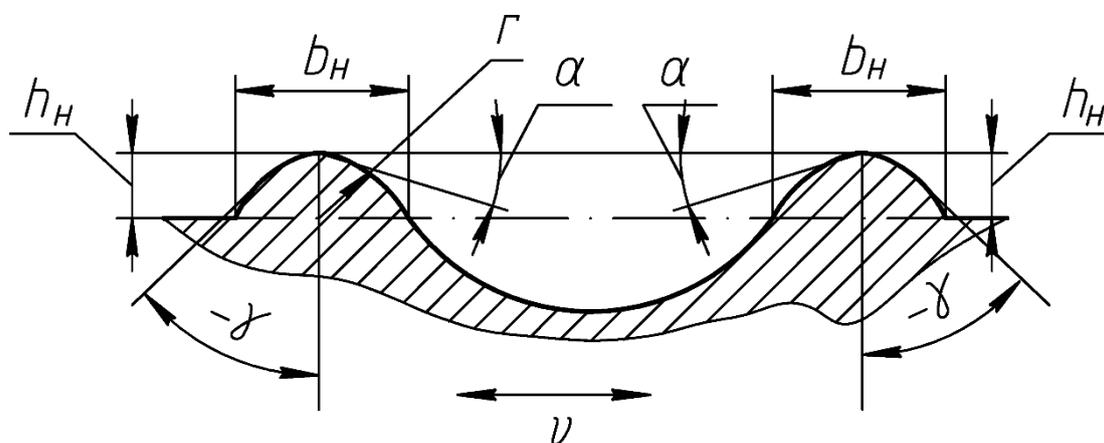


Рис. 5. Схема диаметрального сечения лунки на поверхности штрипсы с указанием геометрических параметров, влияющих на ее режущую способность

Пересечение передней и задней поверхностей образуют край клина, называемый режущей кромкой или режущим лезвием. В данном случае этим лезвием является скругленная по радиусу замкнутая поверхность выступающей части наплыва металла. С учетом этого на схеме (см. рис. 5) обозначены следующие геометрические параметры наплыва металла, влияющие на его режущую способность: γ — передний угол; α — задний угол; r — радиус скругления режущей кромки; h_n — ее высота (высота зуба).

Как и при микрорезании единичным абразивным зерном [11], режущий клин наплывов металла характеризуется отрицательным передним углом γ , зна-

чение которого является одним из определяющих факторов формы срезаемой стружки. Так, при резании с малым передним углом материал заготовки легко удаляется с образованием сливной стружки. С увеличением γ стружка отделяется кусочками, т. е. образуется элементная стружка, а при резании с большим передним углом образуется стружка надлома. В данном случае величины γ и r определяются отношением b_n/h_n , т. е. отношением основания сегмента круга к его высоте, с увеличением которого значения указанных параметров возрастают.

В плане режущая кромка наплывов металла представляет собой дугу окружности радиусом $R = d_{cp}/2$, а глав-

ный угол в плане зависит от глубины резания, с увеличением которой его значение возрастает, что приводит к увеличению ширины срезаемого слоя материала, а также усилению степени его деформирования.

Таким образом, из приведенного анализа следует, что геометрические параметры наплывов металла по краю лунки оправданно оценивать как малоразмерные режущо-деформирующие элементы, способные разрушать материал, уступающий по твердости металлу наплывов.

Приведенный выше анализ выполнен на основе ряда сделанных допущений. В частности, наплывы металла, образовавшиеся по краю лунки, имеют гладкую поверхность, их высота h_n и ширина b_n не изменяются по диаметру наплывов, т. е. они имеют симметричную относительно центра лунки форму и размеры. Очевидно, что

форма и состояние поверхности реальных наплывов металла существенным образом отличаются от их модельного представления. Поэтому для подтверждения положения о том, что наплывы металла по краю лунки представляют собой малоразмерные режущо-деформирующие элементы, была проведена серия специальных экспериментальных исследований.

Методика проведения экспериментальных исследований

В качестве инструмента использовалась стальная (У8А) штрипса длиной 110, шириной 8 и толщиной 0,3 мм. На ее концах выполнены два отверстия диаметром 4 мм, с помощью которых штрипса 1 закреплялась на П-образной рамке 2 и посредством винтового механизма 3 натягивалась на ней (рис. 6).

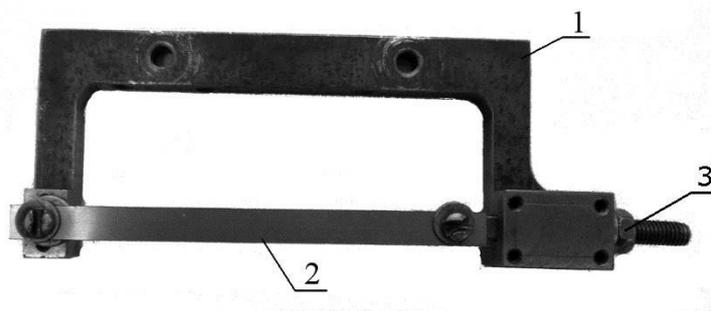


Рис. 6. П-образная рамка с закрепленной на ней штрипсой (фото)

Формирование на рабочей поверхности штрипсы единичной лунки осуществлялось следующим образом (рис. 7).

П-образная рамка 1 устанавливалась вертикально на диэлектрическом (деревянном) основании 4 таким образом, чтобы ее рабочая (обрабатываемая) поверхность располагалась сверху. В качестве электрода-инструмента использовалась стальная пластина 3 толщиной 0,3 мм, которой вручную сообщалось однократное движение сверху вниз, направленное перпендикулярно рабочей поверхности штрипсы 2. Рамка

и электрод-инструмент были включены в электрическую цепь, состоящую из накопительного конденсатора C , токоограничивающего резистора R и источника питания постоянного тока $ИП$. В ходе сближения электрода-инструмента с рабочей поверхностью штрипсы на расстоянии, соответствующем минимальному значению межэлектродного промежутка (МЭП), между ними протекал электрический разряд, вызывающий формирование на поверхности штрипсы единичной лунки, имеющей по краям наплывы металла, выходящие за исход-

ный контур поверхности. Использовалась прямая полярность, т. е. анодом являлась штрипса, диэлектрическая жидкость не применялась. В ходе проведения экспериментов за счет изменения напряжения U накопительного конденсатора от 36 до 75 В при его постоянной емкости 350 мкФ изменялась энергия электрического разряда. С по-

мощью микрометра МК-25 с ценой деления 1 мкм определялась высота напылов металла на поверхности штрипсы путем измерения ее ширины в исходном состоянии и после формирования на ее рабочей поверхности единичной лунки. Диаметр напылов металла измерялся на микроскоме ММИ-2 с точностью ± 5 мкм.

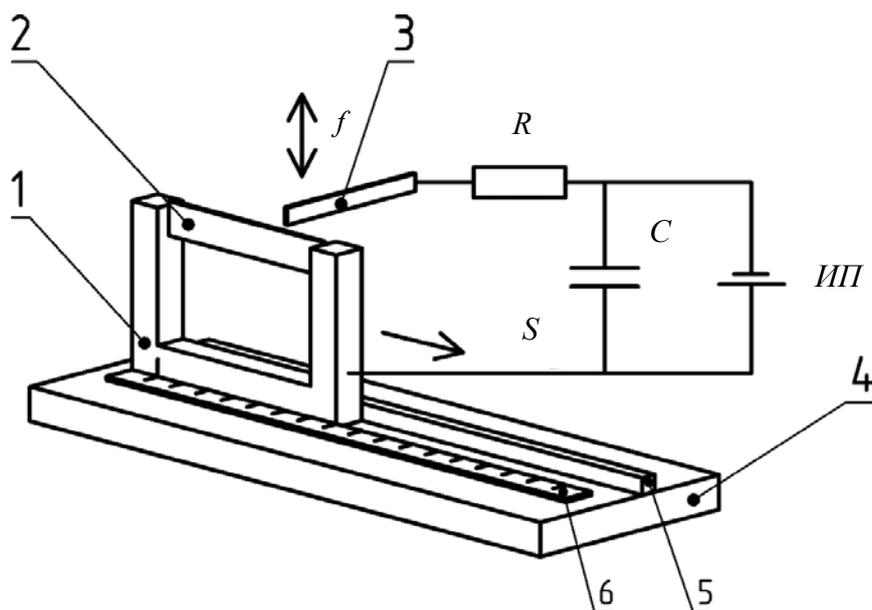


Рис. 7. Схема формирования единичной лунки на рабочей поверхности штрипсы

В качестве обрабатываемых образцов использовались пластины из алюминия, т. е. из материала, уступающего по твердости металлу напылов на штрипсе. Образец своей гладкой поверхностью прижимался к рабочей поверхности штрипсы в ее исходном состоянии и затем однократно плавно перемещался вдоль нее. В процессе этого перемещения происходило взаимодействие напылов металла на штрипсе с поверхностью образца, в результате чего на ней оставалась микроцарапина. С помощью электронного микроскопа изучались форма и состояние поверхности полученных сквозных и тупиковых царапин, а их ширина и глубина определялись по профилограммам, полученным с помощью профилографа-профилометра Taylor Hobson.

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 8 представлены фотографии сквозных и тупиковых микроцарапин, полученных на поверхности образца в результате взаимодействия с напылами металла на штрипсе.

Согласно рисунку, напылы металла на поверхности штрипсы представляют собой малоразмерные режуще-деформирующие элементы, осуществляющие микроцарапание материала образца. По сравнению с микрорезанием единичным абразивным зерном микроцарапание напылами металла имеет ряд специфических особенностей, обусловленных их формой и размерами. Так, единичное абразивное зерно имеет

одну вершину с отрицательным передним углом, которая, внедряясь в материал, осуществляет его микрорезание. Режущая кромка наплывов металла расположена по краю лунки по замкнутой кривой, близкой по форме к окружности. При этом высота наплывов металла

относительно исходной поверхности штрипсы в пределах этой окружности является переменной, что схематически иллюстрируется разверткой профиля сечения режущей кромки наплыва, представленной на рис. 9.

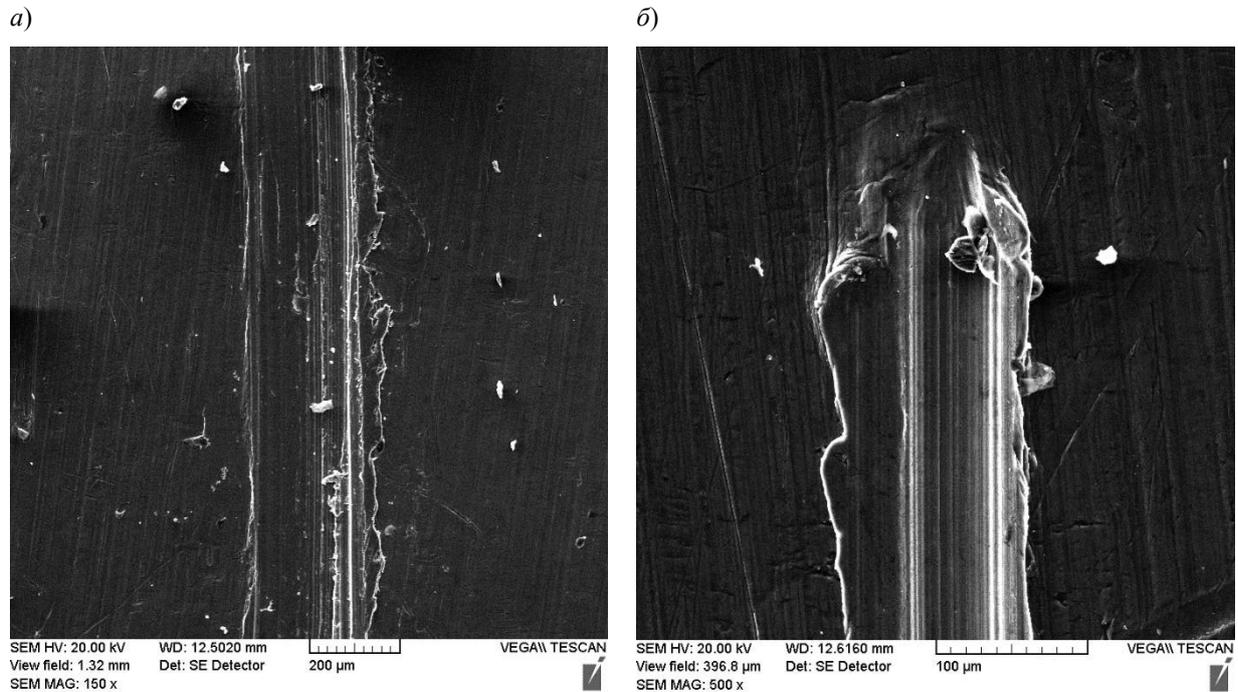


Рис. 8. Сквозная (а) и тупиковая (б) микроцарапины на поверхности алюминиевого образца, полученные в результате ее взаимодействия с наплывами металла на штрипсе (фото)

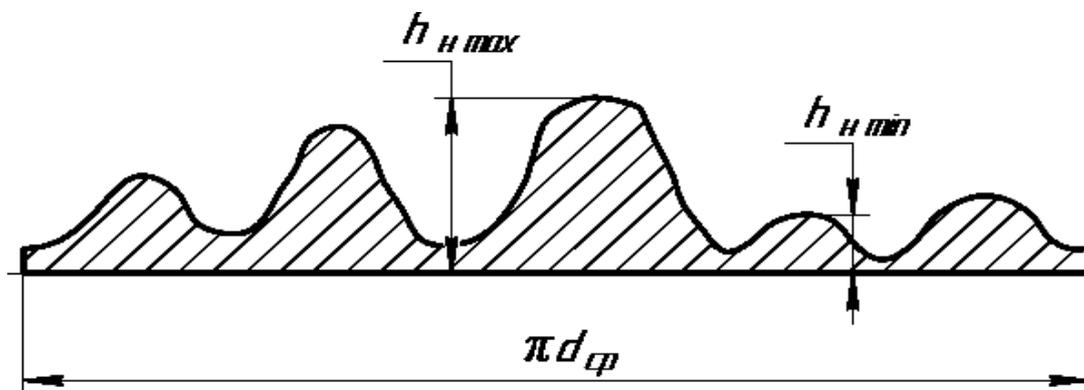


Рис. 9. Схематичное представление развертки профиля сечения режущей кромки наплыва металла по краю лунки

Как видно, в пределах окружности диаметра d_{cp} высота наплывов металла изменяется от максимального h_{nmax} до минимального h_{nmin} значения. Таким образом, режущая кромка наплывов металла представляет собой совокупность отдельных режуще-деформирующих микроэлементов, участие которых в процессе микроцарапания зависит от их геометрических параметров и расположения по окружности режущей кромки наплыва металла.

В силу указанных обстоятельств в процессе микроцарапания возможны различные условия взаимодействия

наплывов металла с обрабатываемыми материалами, определяющие форму и размеры получаемых на его поверхности микроцарапин. Так, если режущие кромки наплывов металла имеют сравнительно одинаковую высоту, то получаемые как сквозные (см. рис. 8, а), так и тупиковые (см. рис. 8, б) микроцарапины имеют постоянную ширину с образованием по краям заусенцев металла. В этом случае профиль сечения микроцарапины (рис. 10) имеет форму, аналогичную форме при микрорезании единственным абразивным зерном.

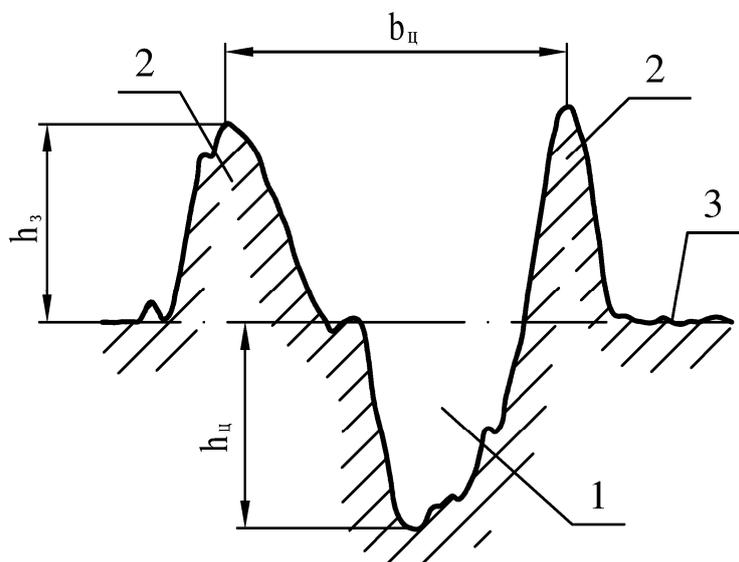


Рис. 10. Форма поперечного сечения микроцарапины, полученной при микроцарапании поверхности образца напылом металла с одинаковой высотой режущих кромок

На рис. 10 обозначены глубина царапины $h_{ц}$, высота заусенцев по ее краю $h_{з}$, ширина этих заусенцев $b_{ц}$.

Если режущие кромки наплывов металла существенно отличаются по высоте, то в формировании микроцарапины участвуют те из них, которые на данный момент имеют наибольшую высоту. Причем эти элементы могут быть расположены как на передней части наплыва металла (т. е. по ходу относительно подачи), так и на его противоположной стороне, что наглядно иллю-

стрируется фотографией тупиковой царапины, приведенной на рис. 11.

Как видно, опережающий след царапины формируется за счет микровыступа на передней части этого наплыва, а отстающий – за счет микровыступа, расположенного на его противоположной стороне. Поэтому получаемый профиль сечения следа состоит из двух микроцарапин (рис. 12), формируемых соответствующими микровыступами на поверхности наплывов металла.

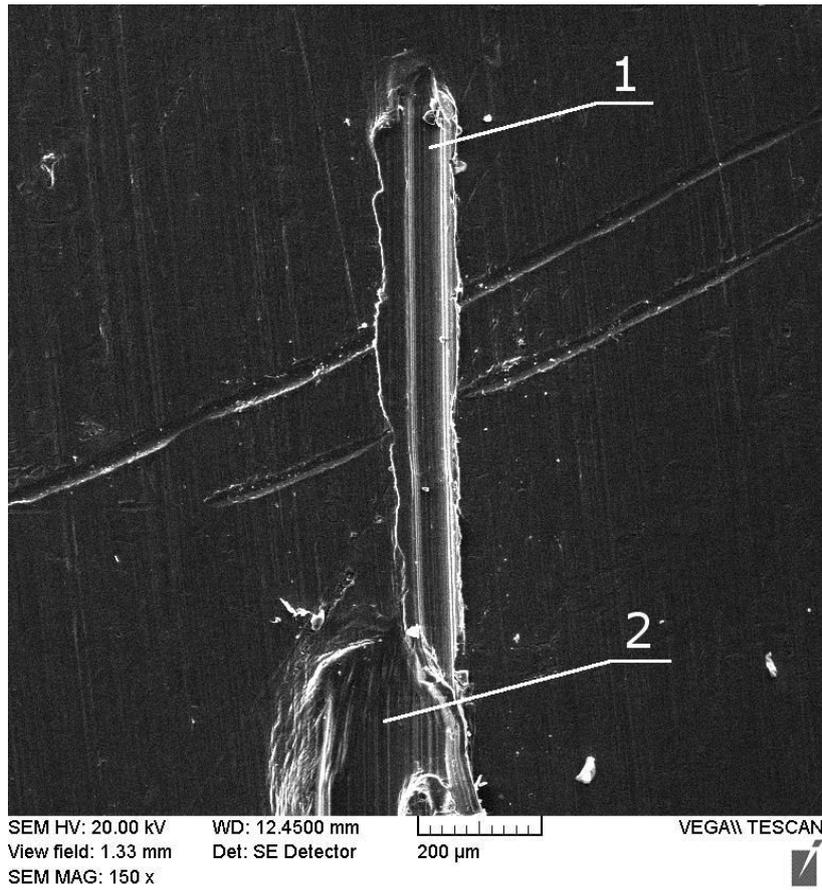


Рис. 11. Тупиковая микроцарапина на поверхности образца, состоящая из опережающей 1 и отстающей 2 частей (фото)

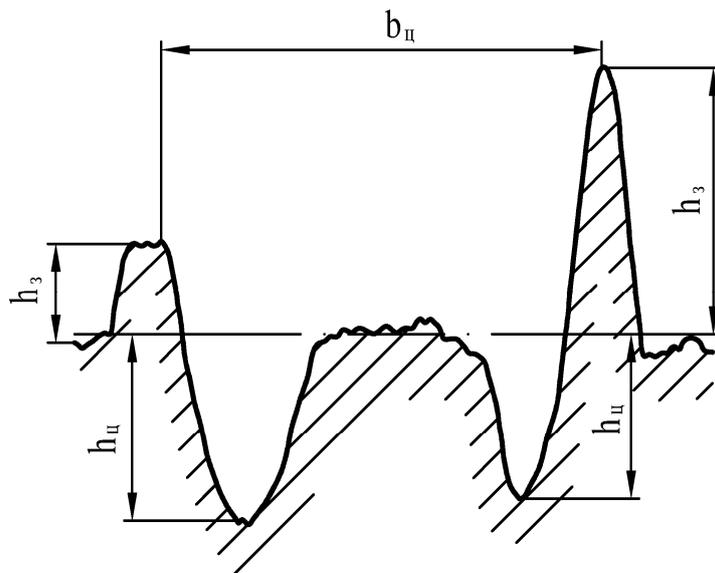


Рис. 12. Формы поперечного сечения микроцарапины, полученной при микроцарапании поверхности образца напльвами металла с различной высотой режущих кромок

Экспериментальные данные, отражающие влияние напряжения накопительного конденсатора (энергии электрического разряда) на диаметр наплывов металла d_n на поверхности

штрипсы и их высоту h_n , а также на параметры микроцарапины, полученной на поверхности алюминиевого образца при взаимодействии со штрипсой, приведены в табл. 1.

Табл. 1. Значения исследуемых параметров на поверхности штрипсы и параметров микроцарапины на поверхности алюминиевого образца, соответствующие различным напряжениям накопительного конденсатора в процессе модифицирования поверхности штрипсы

Названия исследуемых параметров на поверхности штрипсы и параметров микроцарапины на поверхности алюминиевого образца	Значения исследуемых параметров, мкм, при различном значении напряжения U накопительного конденсатора в процессе модифицирования поверхности штрипсы		
	$U = 36$ В	$U = 42$ В	$U = 75$ В
Диаметр наплывов металла d_n на поверхности штрипсы	105	220	340
Высота наплывов металла h_n на поверхности штрипсы	20	38	44
Глубина микроцарапины на образце h_c	12	17	24
Ширина микроцарапины на образце b_c	85	210	300
Высота заусенцев по краю микроцарапины h_z	10	16	18

Из анализа приведенных данных следует, что с увеличением геометрических параметров единичной лунки на поверхности штрипсы за счет повышения напряжения U накопительного конденсатора (энергии электрического разряда) возрастают параметры получаемой на поверхности образца микроцарапины. Так, с повышением U с 36 до 75 В диаметр наплывов металла по краю лунки увеличился со 105 до 300 мкм, а их высота – с 20 до 44 мкм, при этом глубина микроцарапины на образце возросла с 12 до 24 мкм, ее ширина – со 105 до 300 мкм и высота заусенцев по краю микроцарапины – с 10 до 18 мкм.

Таким образом, теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что образовавшиеся в результате электрической эрозии наплывы металла по краю единичной лунки представляют собой своеобразные малоразмерные режущие-деформирующие элементы, способные осуществлять

разрушение материала, уступающего по твердости металлу наплывов, путем его микрорезания.

Выводы

1. Результаты анализа формы и геометрических параметров наплывов металла, образовавшихся по краю лунки при воздействии электрического разряда, показали, что в первом приближении их можно представить в форме открытого тора, срезанного по плоскости, совпадающей с исходной поверхностью штрипсы, имеющей в диаметральном сечении форму сегмента круга радиусом r , высотой h_n и основанием сегмента b_n . Показано, что с повышением энергии единичного электрического разряда увеличивается радиус r окружности, а также величина отклонения основания сегмента от центра круга $\Delta = r \dots h_n$. При этом в силу опережающего возрастания величины основания

сегмента b_n по сравнению с его высотой h_n отношение h_n/b_n с повышением энергии разряда уменьшается, т. е. профиль напылов металла становится более пологим.

2. Показано, что наружная поверхность напыла металла по краю лунки представляет собой переднюю поверхность режущего клина, а выступающая часть напыла – его заднюю поверхность. Пересечение этих поверхностей образует режущую кромку, которая в плане имеет замкнутый контур, по форме близкий к окружности, и скругленную в поперечном сечении по радиусу r выступающую часть напыла металла. Режущая кромка напылов металла характеризуется отрицательным передним углом γ , значение которого, как и величины r , определяется отношением b_n/h_n , с увеличением этого отношения значения указанных параметров возрастают.

3. Разработана методика проведения экспериментальных исследований, позволяющая оценить влияние геометрических параметров напылов металла на модифицированной поверхности штрипсы на процесс микроцарапания ими поверхности алюминиевого образца.

4. На основе анализа формы и размеров сквозных и тупиковых царапин, полученных на поверхности алюминиевого образца при взаимодействии с напылами металла на штрипсе, установлено следующее.

4.1. Получаемые на поверхности

образца следы являются результатом процесса ее микроцарапания напылами металла на штрипсе, протекающего с формированием стружки и заусенцев по краям микроцарапины.

4.2. Форма получаемой микроцарапины в поперечном сечении определяется количеством и расположением в пределах замкнутого контура режущей кромки элементов напылов металла, имеющих на данный момент наибольшую высоту.

4.3. С увеличением геометрических параметров единичной лунки на поверхности штрипсы за счет повышения напряжения U накопительного конденсатора (энергии электрического разряда) возрастают параметры полученной на поверхности микроцарапины. Так, с повышением U с 36 до 75 В диаметр напылов металла по краю лунки увеличился со 105 до 300 мкм, а их высота – с 20 до 44 мкм, глубина микроцарапины на образце возросла с 12 до 24 мкм, ее ширина – со 105 до 300 мкм и высота заусенцев по краю микроцарапины – с 10 до 18 мкм.

4.4. Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено, что напылы металла, образовавшиеся по краю единичной лунки, представляют собой своеобразные малоразмерные режуще-деформирующие элементы, способные осуществлять микроцарапание материалов, уступающих по твердости металлу напылов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Валиков, Е. Н.** Обкатник для обработки кромок зубьев крупногабаритных зубчатых колес / Е. Н. Валиков, Ю. С. Тимофеев, А. С. Журина // Изв. ТулГУ. Технические науки. – 2013. – № 8. – С. 260–263.
2. **Валиков, Е. Н.** Финишная отделка зубчатых колес с использованием режущих свойств поверхностей после электроэрозионной обработки / Е. Н. Валиков, Ю. С. Тимофеева, А. С. Журина // Изв. ТулГУ. Технические науки. – 2013. – Ч. 1, № 12. – С. 17–20.
3. Эффективность применения электроконтактной обработки поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2013. – № 11. – С. 73–77.
4. Экспериментальная оценка режущей способности штрипс с модифицированной путем электроконтактной обработки рабочей поверхностью / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – Т. 28, № 3. – С. 64–68.

5. Влияние скорости вращения рабочей поверхности отрезного диска в процессе ее электроэрозионной обработки на режущую способность инструмента / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2016. – Т. 35, № 2. – С. 58–62.

6. Влияние энергии и условий воздействия электрических разрядов в процессе модификации рабочей поверхности стального отрезного диска на его режущую способность / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2015. – Т. 31, № 2. – С. 53–58.

7. Влияние электроконтактной обработки поверхности самореза на условия его вкручивания в образцы из различных материалов и выкручивания из них / М. Г. Киселев [и др.] // Наука и техника. – 2015. – № 5. – С. 3–9.

8. Влияние энергии электрического разряда и условий его протекания на геометрические параметры единичной лунки и микротвердость ее поверхностного слоя / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2018. – № 2. – С. 53–58.

9. **Бронштейн, И. Н.** Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – 13-е изд., исправ. – Москва : Наука, 1986. – 544 с.

10. **Грановский, Г. И.** Резание металлов : учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – Москва : Высшая школа, 1985. – 304 с.

11. Основы учения о резании металлов и режущий инструмент / С. А. Рубинштейн [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1968. – 392 с.

Статья сдана в редакцию 28 июня 2018 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Сергей Геннадьевич Монич, ст. преподаватель, канд. техн. наук, Белорусский национальный технический университет. E-mail: kayak88@yandex.by.

Павел Сергеевич Богдан, ассистент, Белорусский национальный технический университет. E-mail: bpc@mail.ru.

Андрей Степанович Ничипорук, студент, Белорусский национальный технический университет.

Mikhail Grigoryevich Kiselev, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Sergey Gennadyevich Monich, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian National Technical University. E-mail: kayak88@yandex.by.

Pavel Sergeyevich Bogdan, assistant lecturer, Belarusian National Technical University. E-mail: bpc@mail.ru.

Andrey Stepanovich Nichiporuk, student, Belarusian National Technical University.

УДК 621.787

А. П. Минаков, Е. В. Ильюшина, О. А. Бернадская, А. В. Бернадский

ФИНИШНАЯ УПРОЧНЯЮЩАЯ ПНЕВМОЦЕНТРОБЕЖНАЯ ОБРАБОТКА ГИЛЬЗ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

UDC 621.787

A. P. Minakov, E. V. Ilyushina, O. A. Bernadskaya, A. V. Bernadsky

FINISHING STRENGTHENING PNEUMO-CENTRIFUGAL PROCESSING OF DIESEL ENGINE CYLINDER LINERS

Аннотация

Показана необходимость использования пневмоцентробежного упрочнения на финишном этапе обработки рабочей поверхности гильз дизельных двигателей. Представлены результаты экспериментальных исследований влияния режимов пневмоцентробежной обработки (ПЦО) на качество поверхности модельных образцов заготовок гильз. Приведены профилограммы рабочих поверхностей гильз после хонингования и упрочняющей ПЦО.

Ключевые слова:

пневмоцентробежная обработка, упрочняющая обработка, гильза двигателя, износ гильз, масляная экономичность, профилограмма поверхности, шероховатость.

Abstract

The paper shows the necessity of using pneumo-centrifugal strengthening in the final stage of processing the working surface of diesel engine cylinder liners. The results from experimental studies on the effect of pneumo-centrifugal processing (PCP) on the surface quality of model specimens of cylinder liners are presented. The profilograms of working surfaces of cylinder liners after honing and strengthening PCP are given.

Keywords:

pneumo-centrifugal processing, strengthening treatment, cylinder liner, cylinder liner wear, oil efficiency, surface profilogram, roughness.

Важнейшей проблемой при эксплуатации дизельных двигателей является снижение износа в паре трения гильза – поршневое кольцо, а также повышение топливной и масляной экономичности двигателя.

Рабочая поверхность гильз подвержена механическому, молекулярно-механическому и коррозионно-механическому износу, при этом интенсивность износа по длине гильзы различна. Наибольший износ возникает в верхней части гильзы, когда поршень начинает движение вниз из верхней мертвой точки, где произошло сгорание

рабочей смеси и полное выгорание масляной пленки [1–3].

Большое влияние на компрессию двигателя и его масляную экономичность оказывает геометрическая точность гильзы, линейность образующей, цилиндричность и микрогеометрия поверхности. Неравномерность радиального износа гильз из-за несимметричности температурного поля цилиндра и постоянно изменяющейся толщины масляной пленки приводит к овализации гильз [4].

Решение проблем износа и повышения топливной и масляной эконо-

мичности возможно различными способами, один из которых – улучшение качества обработки внутренней поверхности гильзы за счет использования новых технологий.

Финишная обработка рабочей поверхности гильз двигателей в мировой практике машиностроительного производства производится в основном хонингованием (черновое, получистовое и чистовое), при этом часто с последующим фосфатированием. Такая обработка повышает размерную точность, обеспечивает плосковершинный микро-рельеф, увеличивает несущую способность, уменьшает шероховатость поверхности, создает специфическую топографию в виде маслоудерживающей хонинговальной сетки [5, 6].

Однако получение поверхности с малой шероховатостью – очень трудоемкий процесс, т. к. производится брусками различной зернистости за несколько переходов. При этом происходит снижение производительности процесса хонингования, т. к. на чистовых операциях уменьшается подача инструмента [7, 8]. Абразивные бруски сильно шаржируют поверхность гильзы, а хонинговальная сетка в системах с высоким уровнем компрессии не обеспечивает требуемую ее величину, что ограничивает использование процесса хонингования на завершающей операции обработки гильз.

Применение на окончательном этапе обработки гильз дополнительной операции фосфатирования для придания высоких противозадирных и антикоррозионных свойств поверхности требует больших затрат электроэнергии и приводит к удорожанию обработки.

С целью повышения износостойкости в массовом производстве рабочую поверхность гильз подвергают закалке токами высокой частоты (ТВЧ) для упрочнения поверхностного слоя на глубину до 2,5 мм с твердостью 38...48 HRC. Применение закалки также увеличивает стоимость обработки

гильз и может привести к появлению сквозных трещин и геометрической деформации.

Использование методов поверхностного пластического деформирования (ППД) для финишной обработки рабочей поверхности гильз двигателей уже давно доказало свою эффективность [6, 9, 10]. Обработка ППД повышает износостойкость, поверхностную твердость, усталостную прочность и коррозионную устойчивость материала за счет залечивания микротрещин и риска на поверхности.

Совершенствование процесса финишной обработки зеркала гильзы видится в сохранении хонинговальной сетки и создании тонкодеформированного поверхностного слоя с новой топографией и параметрами микро- и макрорельефа. Финишная обработка внутренней поверхности гильзы двигателя хонингованием с последующей упрочняющей пневмоцентробежной обработкой (ПЦО) позволит получить небольшой по глубине упрочненный поверхностный слой металла, очистить обработанную поверхность от отходов хонингования и увеличить износостойкость, при этом исчезнет необходимость в применении операции фосфатирования и закалки [11].

Обработка отверстий гильз двигателей упрочняющей ПЦО проводилась на радиально-сверлильном станке мод. 2А55 двухрядным шариковым накатником (рис. 1), основные характеристики которого приведены в табл. 1.

Принцип работы инструмента. Заготовка 9 закрепляется неподвижно на столе радиально-сверлильного станка. Инструмент располагается соосно заготовке в специальном приспособлении (муфта), которое предотвращает вращение и устанавливается в шпинделе станка. В процессе обработки накатник перемещается с осевой подачей. В корпус 1 инструмента через осевой канал 7 от цеховой системы питания подается сжатый воздух,

который, проходя через тангенциальные сопла 8, приводит в движение стальные шары 6. Выпадению шаров 6 из инструмента препятствуют диски 3 и 4, а также фиксирующие их гайки 2. Шары в инструменте вращаются по окружности под действием центробежной силы и совершают при этом осциллирующее и радиальное перемещения по отношению к обрабатываемой поверхности гильзы в пределах осевого и радиаль-

ного зазоров в камере расширения, а также вращаются вокруг собственной оси (главной оси инерции). В результате происходит тонкое упрочнение поверхностного слоя зеркала гильзы, наблюдается смятие и сглаживание микро рельефа в различных направлениях за счет разнонаправленного силового вибрационного воздействия деформирующих элементов.

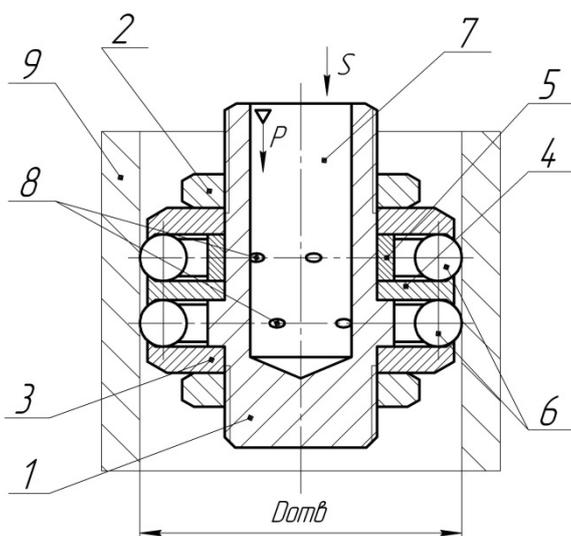


Рис. 1. Упрощенная схема и фотография двухрядного шарикового накатника пневмоцентробежного действия

Табл. 1. Основные конструктивные параметры инструмента для упрочняющей ПЦО гильз двигателей

Наименование параметра	Обозначение параметра
Диаметр обрабатываемого отверстия, мм	$D_{отв} = 110$
Наружный диаметр инструмента, мм	$D_u = 109,7$
Диаметр осевого отверстия инструмента, мм	$d = 20$
Диаметр шаров, мм	$d_{ш} = 11,112$
Количество рабочих тел – шаров, шт.	$z_{ш} = 54$
Диаметр сопел, мм	$d_c = 2$
Количество сопел, шт.	$z_c = 12$
Осевой зазор, мм	$\delta = 0,098$
Зазор для выхода воздуха в атмосферу, мм	$\lambda_1 = \lambda_2 = 0,15$
Радиальный зазор, мм	$\gamma = 3,88$

Для подвода сжатого воздуха к инструменту разработана пневмосистема (рис. 2), соединяющая корпус инструмента с цеховой системой подачи воздуха. Она включает манометры 8 для контроля давления на входе в систему и инструмент, вентили 7 для регулировки подачи воздуха, масловлагоотдели-

тель 9 для очистки воздуха от загрязнений и воды. Диаметры сечений рукавов 10 для подвода воздуха и диаметры условного прохода вентилей 7 подобраны исходя из имеющихся рекомендаций методики по проектированию инструмента и пневмосистемы [12].

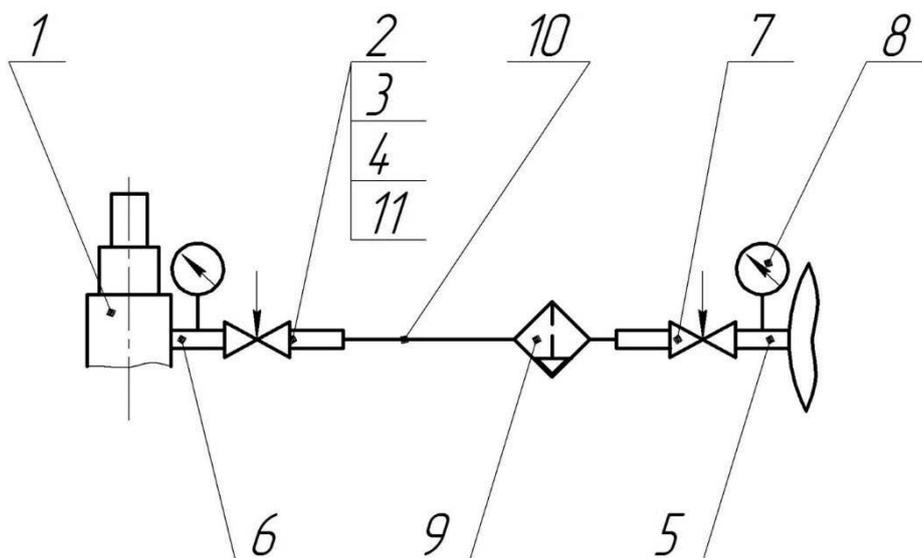


Рис. 2. Принципиальная пневматическая схема для упрочняющей ПЦО: 1 – инструмент; 2 – штуцер; 3 – гайка специальная; 4 – ниппель; 5 и 6 – переходники; 7 – вентиль; 8 – манометр; 9 – масловлагоотделитель; 10 – рукав; 11 – хомут

Для установки гильзы в процессе ее обработки используется простое приспособление, закрепляемое на столе радиально-сверлильного станка и неподвижно фиксирующее заготовку.

Пневмосистема, инструмент, муфта и приспособление для установки гильз (рис. 3) составляют вместе систему, позволяющую производить экспериментальные исследования пневмоцентробежной обработки отверстий

гильз двигателей.

При исследовании влияния режимов упрочняющей пневмоцентробежной обработки на качество рабочей поверхности гильз использовались модельные образцы заготовок гильз двигателя внутреннего сгорания модели Д-245 (чертеж 245-1002021-А1-06) из специального чугуна (229...280 НВ), химический состав которого приведен в табл. 2.

Табл. 2. Химический состав чугуна

В процентах						
C	Si	Mn	P	Cr	Cu	S
3,0...3,4	1,7...1,9	0,5...0,7	0,1...0,2	0,2...0,4	0,4...0,6	Не более 0,1



Рис. 3. Установка для проведения экспериментальных исследований

Размеры заготовок: номинальный внутренний диаметр гильзы – 110 мм, наружный диаметр – 125,5 мм, длина заготовки – 230 мм. Исходная поверхность была получена хонингованием. Внутренняя поверхность заготовок гильз под упрочняющую ПЦО была обработана по двум вариантам: по первому – после однократного черного хонингования ($Ra = 2,5 \dots 3,5$ мкм), по второму – после черного и чистового хо-

нингования ($Ra = 1,2 \dots 1,4$ мкм). Профилограммы исходных поверхностей заготовок по двум вариантам хонингования представлены на рис. 4, а основные параметры микрогеометрии сведены в табл. 3.

Исследование параметров качества обработанной поверхности заготовок проводили с использованием профилометра SurfTest SJ-210 Mitutoyo, позволяющего измерять различные пара-

метры шероховатости. Параметры микрогеометрии зеркала гильзы должны соответствовать указанным в техниче-

ских требованиях чертежа на гильзу блока цилиндров 245-1002021-A1-06 (табл. 4).

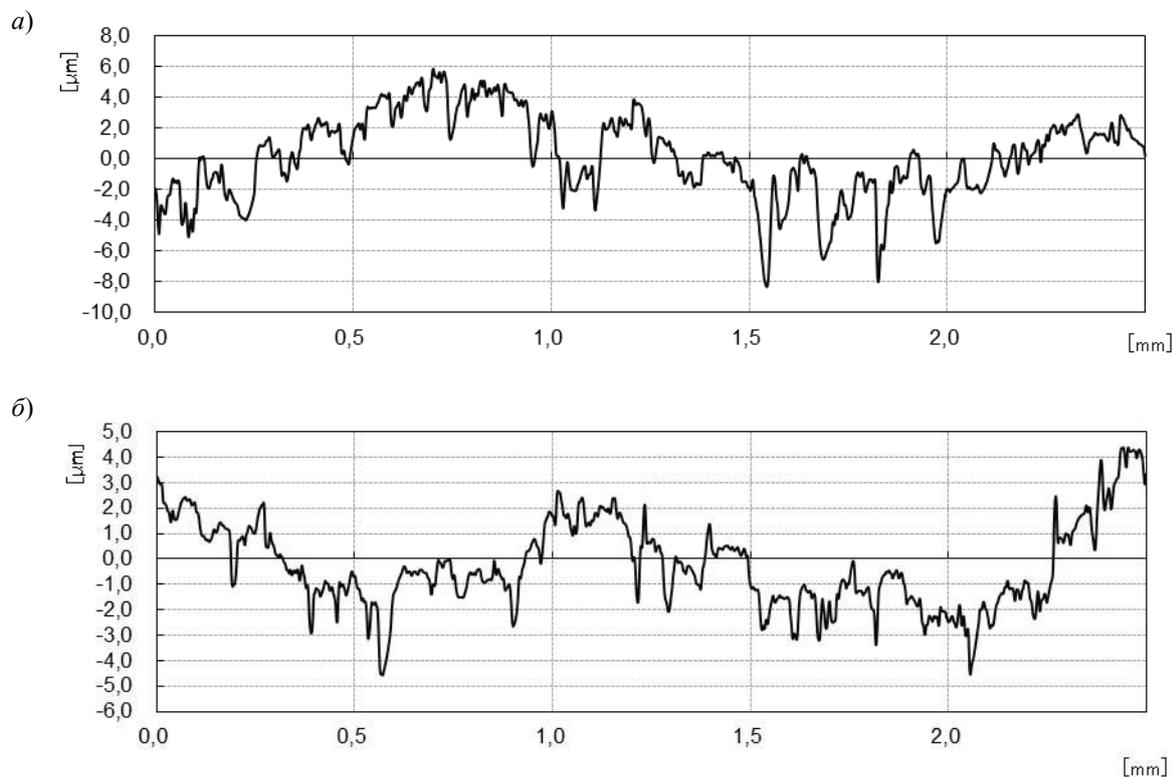


Рис. 4. Профилограммы исходных поверхностей заготовок по двум вариантам хонингования: а – поверхность после однократного черного хонингования ($Ra = 2,5 \dots 3,5$ мкм); б – поверхность после черного и чистового хонингования ($Ra = 1,2 \dots 1,4$ мкм)

Табл. 3. Параметры микрогеометрии исходной поверхности гильз по двум вариантам предварительной обработки

Вид предварительной обработки гильзы	Ra , мкм	R_k , мкм	R_{vk} , мкм	R_{pk} , мкм	M_{r1} , %	M_{r2} , %
Однократное черновое хонингование ($Ra = 2,5 \dots 3,5$ мкм)	2,5...3,5	7,473	2,978	1,439	8,764	90,456
Черновое и чистовое хонингование ($Ra = 1,2 \dots 1,4$ мкм)	1,2...1,4	3,595	1,253	2,086	21,128	89,856

Примечание – R_k – центральная высота микронеровностей или глубина профиля сердцевинной шероховатости; R_{pk} – ограниченная высота пиков, представляет собой долю пиков, выступающих из основного материала; R_{vk} – ограниченная глубина впадин, обозначает долю впадин, проникающих из основного профиля в материал; M_{r1} – материальная составляющая, определяется для линии разреза, которая отделяет выступающие пики от основного микрорельефа; M_{r2} – материальная составляющая, определяется для линии разреза, которая отделяет впадины от основного микрорельефа

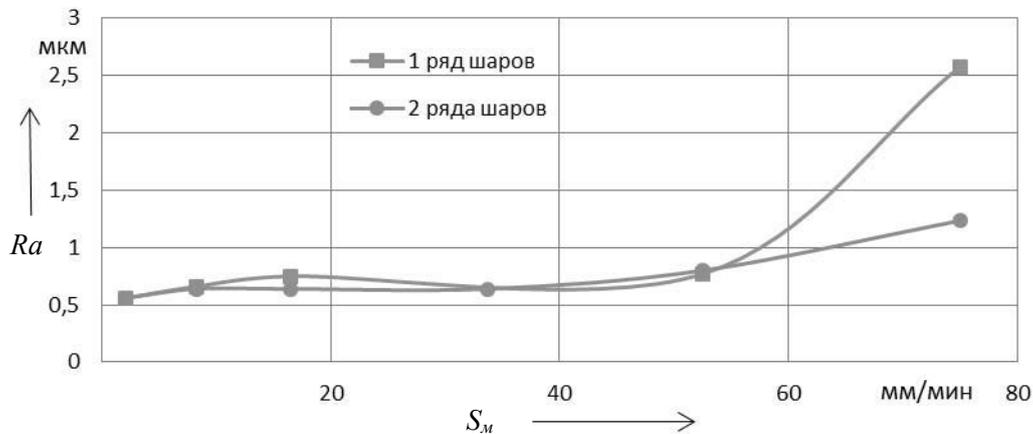
Табл. 4. Параметры микрогеометрии обработанной поверхности гильз в соответствии с техническими требованиями чертежа

Допустимое значение параметра	R_a , мкм	R_k , мкм	R_{vk} , мкм	R_{pk} , мкм	M_{r1} , %	M_{r2} , %
Внутренняя поверхность гильзы после окончательной обработки	0,45...0,9	0,7...2	1,4...4,5	Не более 1 мкм	3...10	70...85

Результаты исследований позволили отметить, что исходная шероховатость существенно влияет на производительность процесса ПЦО и качество обработанной поверхности, поэтому их следует разбить на ряд диапазонов.

Обработка заготовок после одно-

кратного черного хонингования с исходной шероховатостью $R_a = 2,5...3,5$ мкм. Проведены исследования влияния подачи инструмента S на параметр шероховатости R_a обрабатываемой поверхности (рис. 5).

Рис. 5. Зависимость $R_a = f(S_m)$ при давлении сжатого воздуха $P = 0,30...0,35$ МПа и исходной шероховатости $R_a = 2,5...3,5$ мкм

Условия проведения эксперимента: давление сжатого воздуха $P = 0,30...0,35$ МПа, обработка производилась за один или два прохода.

При варьировании величиной подачи инструмента шероховатость обработанной поверхности возрастает с увеличением подачи. При этом использование второго прохода снижает шероховатость, но незначительно.

Обработка заготовок после черного и чистового хонингования с исходной шероховатостью $R_a = 1,2...1,4$ мкм. Проведены исследования влияния подачи инструмента S на параметр шероховатости R_a обрабатываемой поверхности (рис. 6).

Условия проведения эксперимента: давление сжатого воздуха $P = 0,30$ МПа, обработка производилась за два прохода.

При варьировании величиной подачи в диапазоне от 16 до 105 мм/мин произошло снижение параметра шероховатости R_a менее 0,6 мкм. Зависимость $R_a = f(S_m)$ носит линейный характер, для дальнейшего определения влияния величины подачи на шероховатость необходимо проведение экспериментов на больших подачах.

Исследования влияния параметра R_a исходной шероховатости на величину параметра R_a обработанной поверхности и производительность про-

цесса пневмоцентробежной обработки.

Условия проведения эксперимента: давление сжатого воздуха $P = 0,30$ МПа, обработка производилась за два прохода; внутренняя хонингованная поверхность заготовок была получена по двум вариантам обработки: по первому – после однократного чернового хонингования ($Ra = 2,5 \dots 3,5$ мкм),

по второму – после чернового и чистового хонингования ($Ra = 1,2 \dots 1,4$ мкм).

На рис. 7 представлена зависимость параметра шероховатости обработанной внутренней поверхности заготовок гильз от подачи инструмента $Ra = f(S_m)$ при различной шероховатости исходной поверхности.

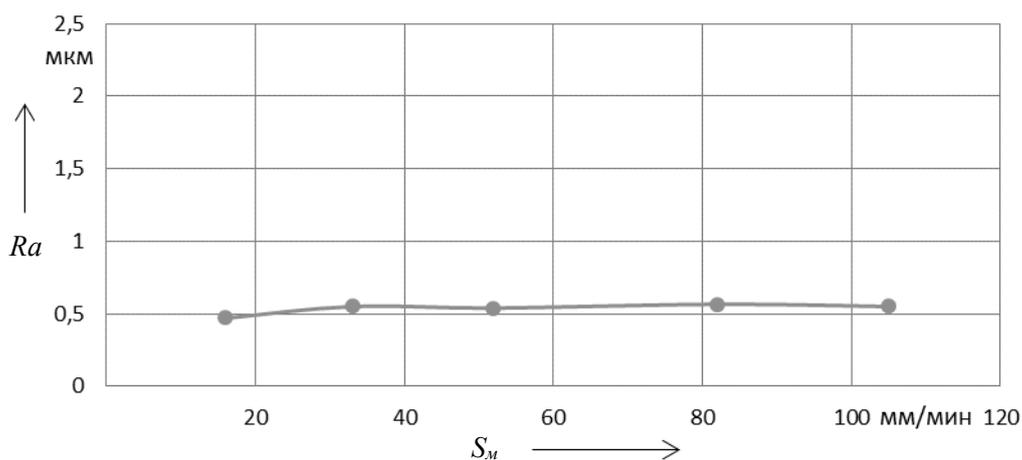


Рис. 6. Зависимость $Ra = f(S_m)$ при давлении сжатого воздуха $P = 0,3$ МПа и исходной шероховатости $Ra = 1,2 \dots 1,4$ мкм

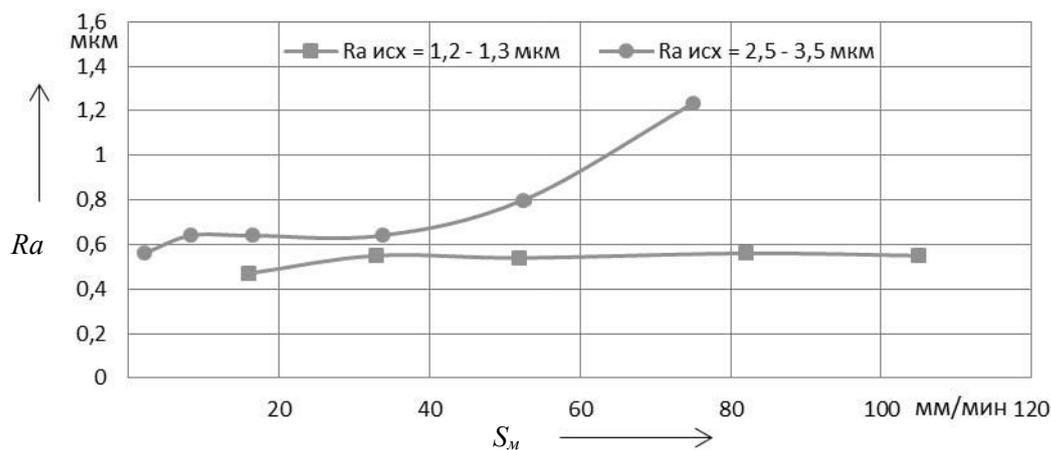


Рис. 7. Зависимость $Ra = f(S_m)$ при давлении сжатого воздуха $P = 0,3$ МПа и различной величине исходной шероховатости поверхности

Выявлена закономерность влияния величины параметра Ra исходной шероховатости на качество рабочей по-

верхности гильз цилиндров двигателей и производительность обработки. Со снижением исходной шероховатости

поверхности увеличивается производительность процесса упрочняющей ПЦО за счет увеличения величины подачи инструмента.

Предварительные экспериментальные исследования финишной обработки зеркала гильз двигателей упрочняющей ПЦО показали, что после обработки возможно получение поверхности с параметрами микрогеометрии, соответствующими техническим требованиям чертежа (см. табл. 4). Для оптимиза-

ции процесса упрочняющей ПЦО необходимо проведение дальнейших исследований, связанных с варьированием конструктивными параметрами инструмента и направленных на увеличение производительности процесса. Профилограмма поверхности гильзы после финишной упрочняющей ПЦО представлена на рис. 8, а основные параметры микрогеометрии сведены в табл. 5.

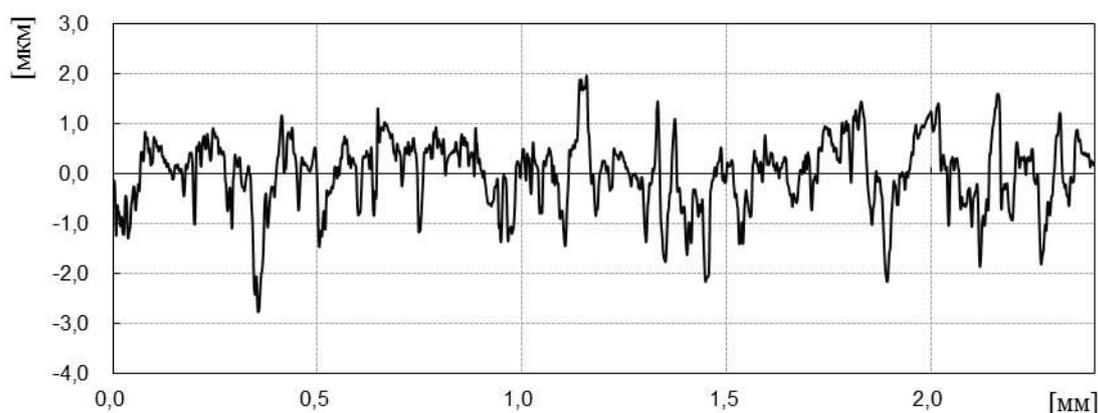


Рис. 8. Профилограмма поверхности гильзы после финишной упрочняющей ПЦО

Табл. 5. Параметры микрогеометрии обработанной поверхности гильзы после финишной упрочняющей ПЦО

Допустимое значение параметра	R_a , мкм	R_k , мкм	R_{vk} , мкм	R_{pk} , мкм	M_{r1} , %	M_{r2} , %
Внутренняя поверхность гильзы после окончательной обработки	0,54	1,41	1,40	0,60	9,37	80,50

Выводы

1. Получены закономерности влияния режимов процесса ПЦО и величины параметра R_a исходной шероховатости на качество рабочей поверхности гильз двигателей и производительность обработки.

2. Варьирование величины подачи инструмента показало, что шероховатость обработанной поверхности возрастает с увеличением подачи. При этом использование второго прохода

инструмента снижает шероховатость, но незначительно.

3. Выявлена закономерность влияния величины параметра R_a исходной шероховатости на качество рабочей поверхности гильз цилиндров двигателей и производительность обработки. Со снижением исходной шероховатости поверхности увеличивается производительность процесса упрочняющей ПЦО за счет увеличения величины подачи инструмента.

4. Для оптимизации процесса фи-

нишной упрочняющей ПЦО рабочей поверхности гильз необходимо проведение дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Мишин, И. А.** Долговечность двигателей / И. А. Мишин. – Ленинград : Машиностроение, 1967. – 394 с.
2. Условия работы и виды изнашивания [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autoslesar.net/2010-02-23-13-55-26/77-2010-02-18-18-54-30.html>. – Дата доступа: 10.12.2015.
3. Блок цилиндров [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.77truck.net/blokcil02.html>. – Дата доступа: 16.12.2015.
4. Основные эксплуатационные дефекты гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания автомобилей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.moluch.ru/archive/85/15984/>. – Дата доступа: 05.01.2016.
5. Основы хонингования от DELAPENA [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ab-engine.ru/delapena_basic.html. – Дата доступа: 10.05.2018.
6. **Шнейдер, Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Ленинград : Машиностроение, 1982. – 248 с.
7. **Наерман, М. С.** Прецизионная обработка деталей алмазными и абразивными брусками / М. С. Наерман, С. А. Попов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 260 с.
8. Прогрессивные методы хонингования / С. И. Куликов [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1983. – 135 с.
9. **Фаршатов, В. М.** Исследование влияния процесса гидродинамического раскатывания блоков цилиндров ВАЗ на повышение их моторесурса : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. М. Фаршатов ; Запад ВТУЗ. – Москва, 1983. – 25 с.
10. **Николаев, В. В.** Технологическое обеспечение износостойкости деталей раскатыванием и обкатыванием (на примере пары: «цилиндр – поршневое кольцо») : дис. ... канд. техн. наук / В. В. Николаев. – Владимир, 1986 – 227 с.
11. Способ финишной обработки внутренних поверхностей заготовок гильз двигателей внутреннего сгорания : пат. 2501644 RU, МПК В24В 39/02, В23Р 9/00 / А. П. Минаков, Е. В. Ильюшина, М. Е. Лустенков, Н. А. Цумарева. – Опубл. 20.12.13.
12. **Минаков, А. П.** Методика проектирования инструмента и пневмосистемы для пневмовибродинамической обработки внутренних поверхностей вращения / А. П. Минаков, Е. В. Ильюшина, И. Д. Камчицкая // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 4 (41). – С. 58–68.

Статья сдана в редакцию 28 февраля 2018 года

Анатолий Петрович Минаков, д-р техн наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: + 375-291-11-91-84.

Елена Валерьевна Ильюшина, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-45-25-55.

Алексей Викторович Бернадский, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-291-66-05-17.

Ольга Александровна Бернадская, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-98-46-66.

Anatoly Petrovich Minakov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: + 375-291-11-91-84.

Elena Valeryevna Ilyushina, PhD (Engineering), Associate Prof. Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-45-25-55.

Aleksey Viktorovich Bernadsky, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-291-66-05-17.

Olga Aleksandrovna Bernadskaya, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-98-46-66.

УДК 621.833

А. Т. Скойбеда, С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко, В. Л. Юркова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ В ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ СТАТИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ЕЕ ПОДВИЖНЫХ ЗВЕНЬЕВ

UDC 621.833

A. T. Skoibeda, S. N. Khatetovsky, P. N. Gromyko, V. L. Yurkova

DETERMINING DYNAMIC REACTIONS IN PRECESSIONAL TRANSMISSION WITH ITS MOVING LINKS BEING STATICALLY BALANCED

Аннотация

В работе приведена структурная схема прецессионной передачи типа К-Н-V. Получены зависимости, позволяющие определять динамические реакции в прецессионной передаче при обеспечении статического уравновешивания ее подвижных звеньев. Для конкретного примера применения прецессионной передачи в приводе бетонозаглаживающей машины приводятся результаты расчета динамических реакций; показано, что значение виброскорости для данного случая не превышает допустимые уровни значений виброскоростей серийно выпускаемых аналогов.

Ключевые слова:

прецессионная передача, передача эксцентрикового типа, прецессионный мотор-редуктор, точка прецессии, угол нутации, угловая скорость, угловое ускорение, даламберовы силы.

Abstract

The structural scheme of the precessional transmission of K-H-V type is given in the paper and the relationships are obtained which determine dynamic reactions in the precessional transmission with its moving links being statically balanced. The results of calculation of dynamic reactions are given as an example of using precessional transmission in the drive of a concrete smoothing machine, and the conclusion is made that the value of vibration velocity for the specified case does not exceed permissible levels of vibration velocities for series-produced analogs.

Keywords:

precessional transmission, transmission of eccentric type, precessional motor reducer, point of precession, nutation angle, angular velocity, angular acceleration, d'alembert forces.

Одной из разновидностей передач эксцентрикового типа является прецессионная передача. К преимуществам передач указанного типа можно отнести малогабаритность, соосное расположение входного и выходного валов, возможность передавать вращение в большом диапазоне передаточных отношений. Отличительной структурной особенностью прецессионных передач является наличие входного звена, часть

которого выполнена в виде наклонного кривошипа (рис. 1) [1].

Преимуществом редуцирующих механизмов, выполненных на основе структурной схемы прецессионной передачи типа К-Н-V, показанной на рис. 1, является пониженная чувствительность их выходных показателей (кинематическая плавность вращения выходного вала, КПД) к упругим перемещениям звеньев [2, 3]. Это означает,

ных узлах прецессионной передачи, возникающие от динамической неуравновешенности ее вращающихся звеньев.

Прецессионная передача типа К-Н-V, структурная схема которой

показана на рис. 1, представлена как следующая система тел: центральное колесо 1, сателлит 2, входной вал 3, выходной вал 4 и противовес 5 (рис. 2).

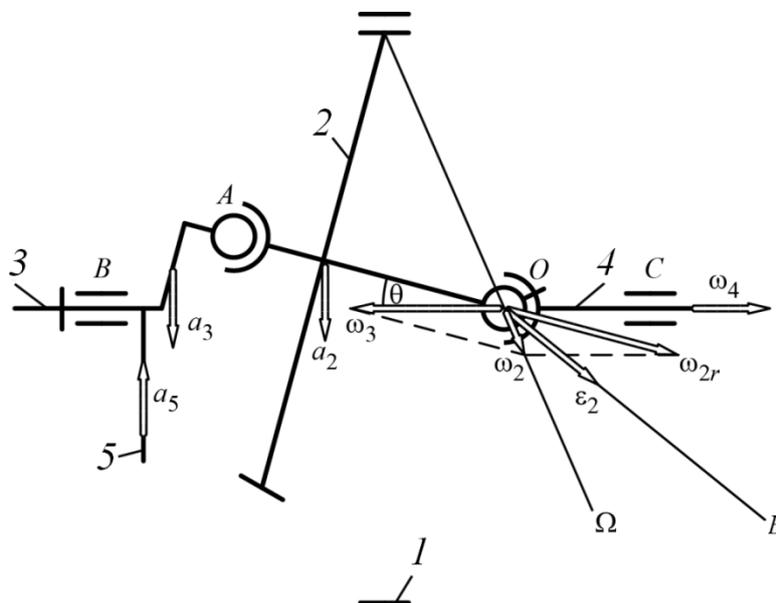


Рис. 2. Расчетная схема прецессионной передачи типа К-Н-V

С одного конца входной вал 3 фиксируется подшипниковой опорой B, а другим концом соединяется с сателлитом 2 посредством сферического подшипника A. Сателлит 2 соединен с выходным валом 4 при помощи шарнира равных угловых скоростей (ШРУС) O и при этом находится в зацеплении с неподвижным центральным колесом 1. Выходной вал 4 установлен в подшипниковой опоре C, которая реализуется в виде двух подшипников.

Входной вал 3 совместно с противовесом 5 совершают вращательное движение с известной угловой скоростью $\bar{\omega}_3$. При этом их центры масс получают соответствующие нормальные ускорения \bar{a}_3 и \bar{a}_5 , модули которых прямо пропорциональны квадрату угловой скорости ω_3 и задаваемым расстояниям до оси вращения.

Сателлит 2 совершает сферическое

движение, которое представлено как совокупность двух вращений: вокруг оси вращения входного вала 3 и вокруг наклонной оси OA, составляющей с первой осью задаваемый угол нутации θ . Угловая скорость сателлита

$$\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_3 + \bar{\omega}_{2r}, \quad (1)$$

где $\bar{\omega}_{2r}$ – угловая скорость вращения сателлита вокруг наклонной оси OA, модуль которой находится следующим образом:

$$\omega_{2r} = \omega_3 \cdot \frac{z_1}{z_2}, \quad (2)$$

где z_1 – количество зубьев центрального колеса; z_2 – количество зубьев сателлита.

Вектор $\bar{\omega}_2$ направлен вдоль мгновенной оси вращения OQ сателлита, проходящей через точку O – центр прецессии. Сателлит вращается с угловым

ускорением сферического движения

$$\varepsilon_2 = \omega_3 \cdot \omega_{2r} \cdot \sin \theta, \quad (3)$$

направление которого соответствует направлению мгновенной оси ускорений OE , перпендикулярной плоскости схемы на рис. 2. Центр масс спутника имеет нормальное ускорение \bar{a}_2 , модуль которого прямо пропорционален

квадрату угловой скорости ω_3 и расстоянию от центра масс до оси вращения.

Выходной вал вращается с угловой скоростью $\bar{\omega}_4$.

Свяжем с спутником систему координат 2, а с входным валом – систему координат 3 (рис. 3).

Рассмотрим равновесие спутника.

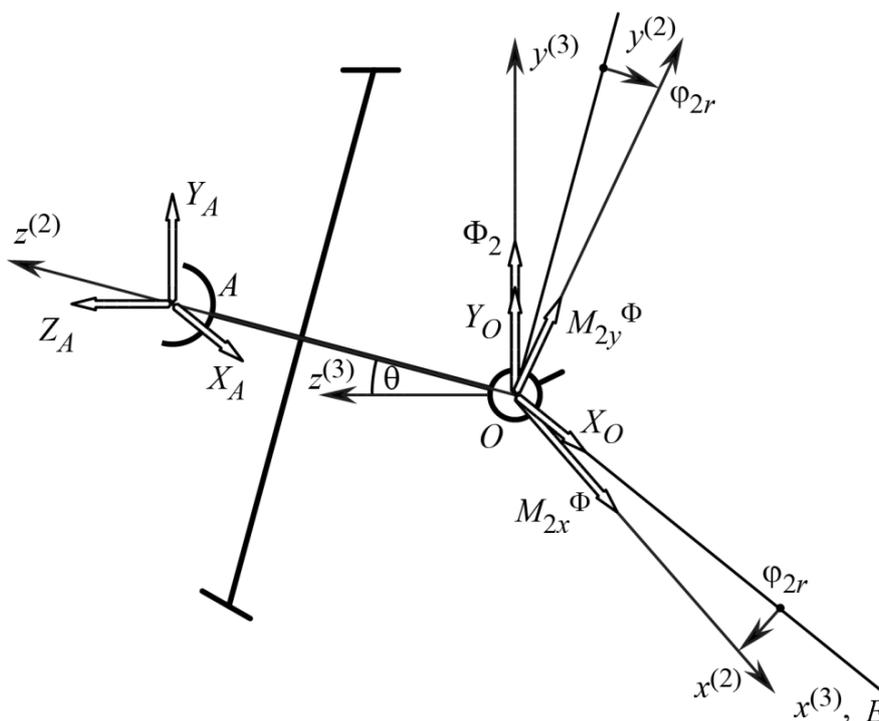


Рис. 3. Расчетная схема спутника

Даламберовы силы, приложенные к спутнику, приводятся к главному моменту \bar{M}_{20}^Φ и к главному вектору:

$$\bar{\Phi}_2 = -m_2 \cdot \bar{a}_2, \quad (4)$$

где m_2 – задаваемая масса спутника.

Главный момент \bar{M}_{20}^Φ раскладывается на составляющие по осям системы координат спутника:

$$M_{2x}^\Phi = -I_{2x} \cdot \varepsilon_{2x}; \quad (5)$$

$$M_{2y}^\Phi = -I_{2y} \cdot \varepsilon_{2y}, \quad (6)$$

где I_{2x} , I_{2y} – известные осевые моменты инерции спутника; ε_{2x} , ε_{2y} – проекции углового ускорения спутника.

Проекции на оси системы координат спутника указанных кинематических характеристик:

$$\varepsilon_{2x} = \omega_3 \cdot \omega_{2r} \cdot \sin \theta \cdot \cos \varphi_{2r}; \quad (7)$$

$$\varepsilon_{2y} = -\omega_3 \cdot \omega_{2r} \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi_{2r}, \quad (8)$$

где φ_{2r} – угол поворота спутника, который связан с углом φ_3 поворота входно-

го вала следующим образом:

$$\varphi_{2r} = -\varphi_3 \cdot \frac{z_1}{z_2}. \quad (9)$$

Со стороны выходного вала на сателлит действуют силы, передаваемые при помощи ШРУС. Это неизвестные динамические реакции X_O и Y_O .

Со стороны входного вала на сателлит действуют неизвестные заранее составляющие динамической реакции X_A , Y_A и Z_A .

Уравнения кинестатики сателлита в системе координат входного вала:

$$X_O + X_A = 0; \quad (10)$$

$$Y_O + Y_A + \Phi_2 = 0; \quad (11)$$

$$Z_A = 0; \quad (12)$$

$$-Y_A \cdot OA \cdot \cos \theta + M_{2x}^\Phi \cdot \cos \varphi_{2r} - M_{2y}^\Phi \cdot \sin \varphi_{2r} = 0; \quad (13)$$

$$X_A \cdot OA \cdot \cos \theta + (M_{2x}^\Phi \cdot \sin \varphi_{2r} + M_{2y}^\Phi \cdot \cos \varphi_{2r}) \cdot \cos \theta = 0. \quad (14)$$

Рассмотрим равновесие входного вала (рис. 4).

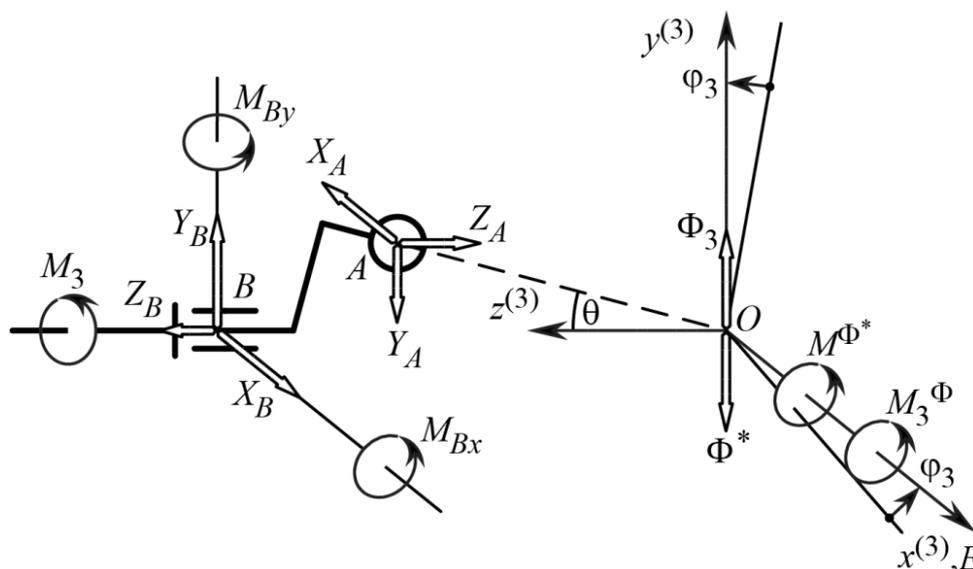


Рис. 4. Расчетная схема для определения сил и реакций опор входного вала

На данное твердое тело действуют следующие силы: пара сил с неизвестным крутящим моментом M_3 со стороны двигателя, выступающая в роли динамической реакции; даламберовы силы, которые приводятся к главному вектору

$$\vec{\Phi}_3 = -m_3 \cdot \vec{a}_3, \quad (15)$$

где m_3 – известная масса входного вала, и к паре сил с главным моментом \vec{M}_{3O}^Φ ; неизвестные динамические реакции X_B , Y_B , Z_B , M_{Bx} , M_{By} , а также главный вектор

$$\vec{\Phi}^* = -m_5 \cdot \vec{a}_5, \quad (16)$$

где m_5 – масса противовеса, и главный момент $\vec{M}_O^{\Phi^*}$ даламберовых сил, приложенных к противовесу.

Главный момент даламберовых сил

$$M_3^\Phi = -I_{3yz} \cdot \omega_3^2, \quad (17)$$

где I_{3yz} – центробежный момент инерции входного вала.

Аналогично для противовеса

$$M^{\Phi*} = -I_{5yz} \cdot \omega_3^2, \quad (18)$$

где I_{5yz} – центробежный момент инерции противовеса.

Уравнения кинестатики входного вала:

$$-X_A + X_B = 0; \quad (19)$$

$$-Y_A + Y_B + \Phi_3 - \Phi^* = 0; \quad (20)$$

$$-Z_A + Z_B = 0; \quad (21)$$

$$Y_A \cdot OA \cdot \cos \theta - Z_A \cdot OA \cdot \sin \theta - Y_B \cdot OB + M_3^{\Phi} + M^{\Phi*} + M_{Bx} = 0; \quad (22)$$

$$-X_A \cdot OA \cdot \cos \theta + X_B \cdot OB + M_{By} = 0; \quad (23)$$

$$X_A \cdot OA \cdot \sin \theta + M_3 = 0. \quad (24)$$

Полученная система, состоящая из девяти уравнений и содержащая девять неизвестных, может быть решена.

Учитывая то, что равнодействующие реакций опор определяются как

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2};$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2 + Z_B^2}; \quad (25)$$

$$R_O = \sqrt{X_O^2 + Y_O^2 + Z_O^2};$$

$$M_B = \sqrt{M_B^2 + M_B^2 + M_B^2}, \quad (26)$$

то общее число определенных неизвестных (R_A, R_B, R_O, M_B, M_3), которые возникают из-за наличия динамической неуравновешенности прецессионной передачи, будет равно 5.

Результаты исследований, приведенных в данной работе, были использованы при проектировании прецесси-

онного мотор-редуктора, разработанного для привода машины для заглаживания бетона СО-170. Общий вид мотор-редуктора показан на рис. 5.

Принцип работы мотор-редуктора состоит в следующем. Вал 2 электродвигателя 1 передает вращение на эксцентрик с противовесом 4. На эксцентрике 4 установлен сферический подшипник 3, на котором, в свою очередь, расположен сателлит 5, на наружной цилиндрической поверхности которого изготовлены зубья. В результате взаимодействия внутренних зубьев корпуса 7 и зубьев сателлита 5 последний получает вращательное движение. На выходной вал 6 вращение с сателлита 5 передается с помощью угловой муфты 8.

При проектировании конструкции мотор-редуктора, общий вид которого показан на рис. 5, исходя из конкретных геометрических его параметров и пространственного расположения противовеса, были определены по вышепредставленным зависимостям реакции в подшипниковых опорах, отражающие динамическую неуравновешенность подвижных звеньев. Результаты расчетов показаны в виде графических зависимостей на рис. 6 и 7.

На основе вышеполученных значений динамических реакций опор мотор-редуктора можно установить значение максимальной виброскорости и сделать вывод, насколько она соответствует допустимому уровню виброактивности.

Следует отметить, что был проведен ряд заводских экспериментов по определению виброскорости прецессионных мотор-редукторов. По результатам испытаний был сделан вывод, что значения уровня виброскорости не превышают допустимые уровни значений виброскоростей серийно выпускаемых аналогов [5].

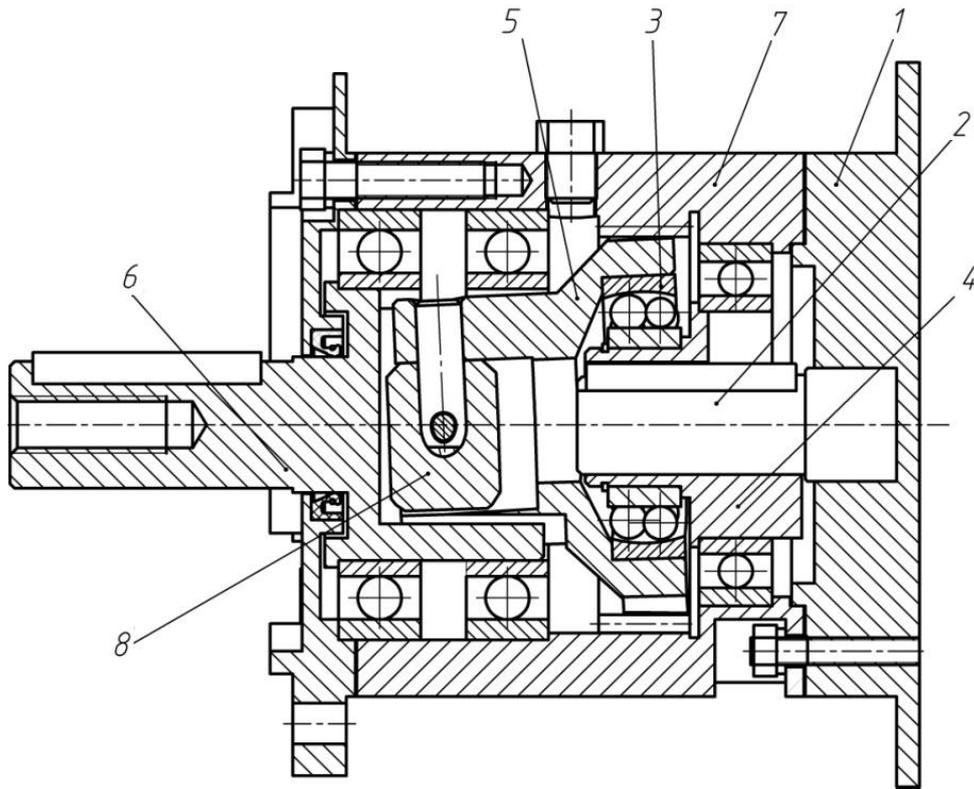


Рис. 5. Общий вид прецессионного мотор-редуктора

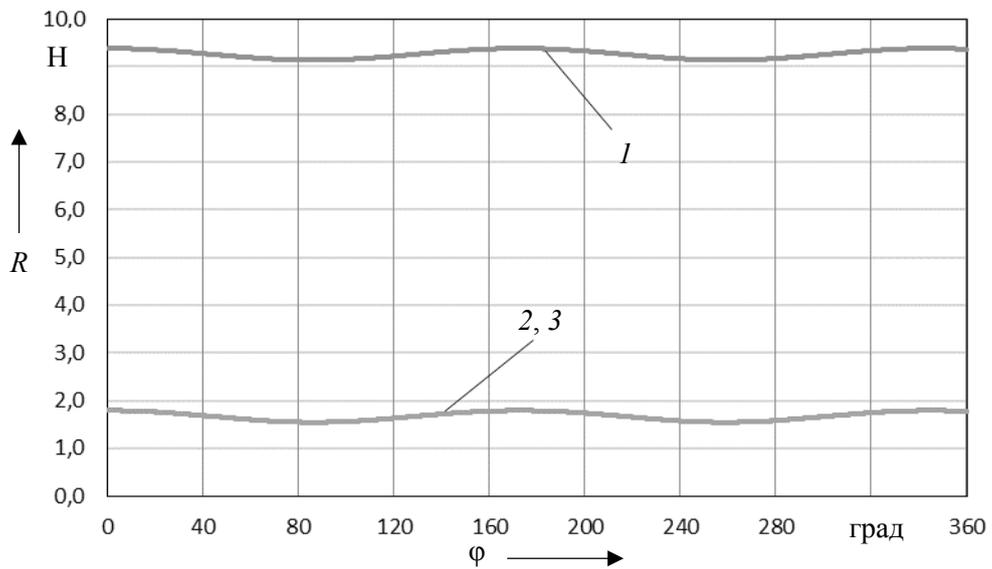
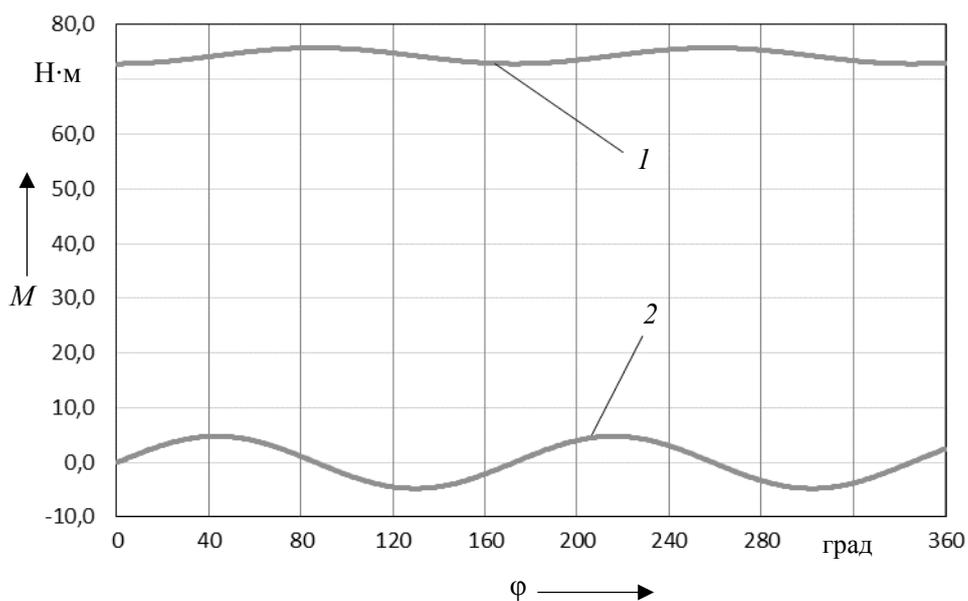


Рис. 6. Результирующие реакции опор: 1 – реакция опоры R_A ; 2 – реакция опоры R_B ; 3 – реакция опоры R_O

Рис. 7. Результирующие моменты: 1 – M_B ; 2 – M_3

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В. Б. Альгин [и др.] ; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. – Минск : Беларус. навука, 2017. – 406 с.
2. Исследование влияния на выходные показатели планетарной прецессионной передачи упругих деформаций ее контактирующих звеньев / П. Н. Громыко [и др.] // Изв. НАН. – 2012. – № 3. – С. 66–70.
3. Хатетовский, С. Н. Снижение виброактивности прецессионной передачи путем уравнивания ее вращающихся звеньев / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громыко // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2 (7). – С. 27–31.
4. Скойбеда, А. Т. Коническо-цилиндрические прецессионные редукторы / А. Т. Скойбеда, П. Н. Громыко. – Минск : БГПА, 2001. – 187 с.
5. Технологические аспекты создания рабочих поверхностей передач новых типов : монография / П. Н. Громыко [и др.]. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2012. – 200 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 22 июня 2018 года

Анатолий Тихонович Скойбеда, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Станислав Николаевич Хатетовский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: mechlab@yandex.ru.

Петр Николаевич Громыко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: grom_7@tut.by.

Виктория Леонидовна Юркова, инженер, Белорусско-Российский университет.

Anatoly Tikhonovich Skoibeda, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University.

Stanislav Nikolayevich Khatetovsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: mechlab@yandex.ru.

Petr Nikolaevich Gromyko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: grom_7@tut.by.

Viktoriya Leonidovna Yurkova, engineer, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3

В. П. Тарасик

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

UDC 629.3

V. P. Tarasik

PLANETARY GEARBOX SIMULATION

Аннотация

Изложена предлагаемая методика построения математической модели планетарной коробки передач, обеспечивающая адекватное отображение её физических свойств. Методика позволяет получить математическую модель планетарной коробки передач сложной структуры, кинематическая схема которой может иметь практически любое число степеней свободы. Приведены необходимые формулы и графики полученных результатов моделирования процесса разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией, содержащей планетарную коробку передач с тремя степенями свободы.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, планетарная коробка передач, трехзвенный дифференциальный трансформатор, трансформаторный элемент, фрикцион, планетарный ряд, центральное зубчатое колесо, водило, кинематическая схема, число степеней свободы.

Abstract

The method for constructing a mathematical model of a planetary gearbox is given, which provides an adequate presentation of its physical properties. The proposed method makes it possible to construct a mathematical model of the planetary gearbox with a complex structure, the kinematic diagram of which can have virtually any number of degrees of freedom. The necessary formulas and graphs are presented which show the simulation of acceleration process of a vehicle with hydromechanical transmission containing a planetary gearbox with three degrees of freedom.

Keywords:

hydromechanical transmission, planetary gearbox, three-link differential transformer, transformer element, friction clutch, planetary gear set, sun gear, planet gear carrier, kinematic diagram, number of degrees of freedom.

Для осуществления моделирования планетарной коробки передач (ПКП) необходима динамическая модель, адекватно отображающая её физические свойства. При моделировании объектов механической природы учитываются инерционные, упругие, диссипативные, трансформаторные и фрикционные свойства. Структуру динамической модели ПКП составляют планетарные ряды. Каждый планетарный ряд состоит из трёх основных звеньев – двух центральных зубчатых колёс

(солнца и короны) и водила. Взаимодействие между ними осуществляется посредством сателлитов.

Характерная особенность планетарного ряда – высокая жёсткость его звеньев, поэтому при разработке динамической модели ПКП учитываются лишь инерционные свойства звеньев. В этом случае модель оказывается с топологическими вырождениями. Это создаёт проблему построения адекватной математической модели и требует применения соответствующей методики

моделирования.

Известны два способа решения этой проблемы. Первый заключается в применении уравнений Лагранжа второго рода [1]. Он требует выполнения большого объёма ручной подготовительной работы. При необходимости изменения структуры ПКП в процессе её исследования подготовительная работа повторяется заново.

Иной способ предложен в [2]. При его применении, кроме системы дифференциальных уравнений, составляется и используется система алгебраических уравнений, описывающих условия равновесия взаимодействующих звеньев ПКП, подлежащая решению на каждом шаге интегрирования, что существенно осложняет реализацию вычислительного процесса.

Наиболее просто моделирование осуществляется на основе структурно-матричного метода [1]. Он обеспечивает

полную формализацию процесса построения математической модели. Но его применение требует исключения топологических вырождений в исходной динамической модели.

Рассмотрим простейшую однорядную планетарную передачу, выполненную по кинематической схеме на рис. 1, а. Она содержит солнце a , корону b , водило h , сателлит s и позволяет получить двухступенчатую передачу. Обозначим моменты инерции этих звеньев соответственно J_a, J_b, J_h . Их значения вычисляются с учётом момента инерции сателлита J_s в его относительном и переносном движениях [1]. Выберем в качестве входного звена a , а выходного – водило h и введём два фрикциона Φ_1 и Φ_2 для управления передачей. Динамическая модель полученной передачи приведена на рис. 1, б.

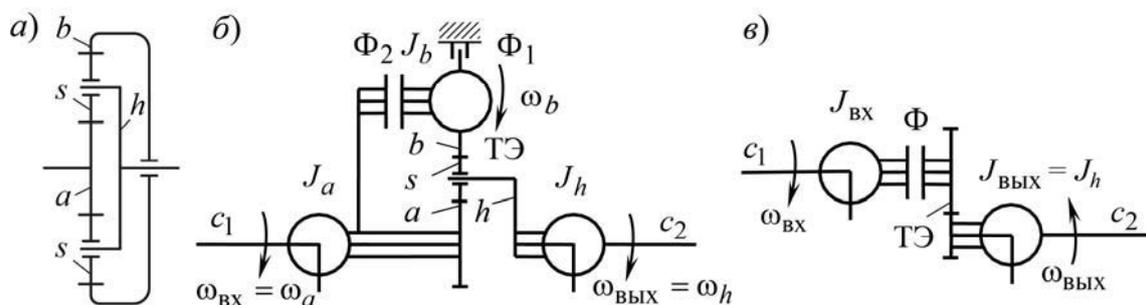


Рис. 1. Кинематическая схема (а) и динамическая модель ПКП: б – исходная; в – эквивалентная

Обозначим угловые скорости входного и выходного звеньев передачи соответственно $\omega_{ВХ} = \omega_a$, $\omega_{ВЫХ} = \omega_h$, а её передаточное число, согласно определению,

$$u = \omega_{ВХ} / \omega_{ВЫХ} \quad (1)$$

Для определения передаточного числа планетарной передачи используется уравнение кинетики

$$\omega_a - K\omega_b - (1 - K)\omega_h = 0, \quad (2)$$

где K – кинематический параметр ПКП, представляющий собой передаточное число между центральными зубчатыми колесами a и b при остановленном водиле h , $K = \omega_a / \omega_b$ при $\omega_h = 0$.

При определении значения K учитываются взаимные направления угловых скоростей ω_a и ω_b . Для схемы, приведенной на рис. 1, а, значение K отрицательно. При включении фрикциона Φ_1 затормаживается звено b , получаем $\omega_b = 0$. Тогда, согласно уравнению (2),

$u_1 = 1 - K$. Так как $K < 0$, то $u_1 > 1$; следовательно, это понижающая передача. При включении фрикциона Φ_2 $\omega_a = \omega_b = \omega_h$, поэтому $u_2 = 1$.

Динамическая модель, представленная на рис. 1, б, содержит топологические вырождения, т. к. сосредоточенные массы с моментами инерции J_a , J_b и J_h не разделены между собой упругими элементами. В этом случае построение корректной математической модели требует разработки и применения соответствующей методики.

Цель исследования

Цель исследования состоит в разработке методики построения математической модели планетарной коробки передач без ограничения сложности структуры и числа степеней свободы, адекватно отображающей её физические свойства при моделировании процесса функционирования в реальных эксплуатационных условиях эксплуатации автомобиля.

Методика исследования

Основой построения адекватной математической модели является разработка расчётной динамической модели планетарной коробки передач, не содержащей в своей структуре топологических вырождений. При их наличии в динамической модели необходимо выполнять её соответствующие преобразования с целью построения эквивалентной динамической модели, в полной мере отображающей физические свойства исследуемой планетарной коробки передач.

Преобразования осуществляются на основе закона сохранения энергии. Рассмотрим их сущность на примере передачи, динамическая модель которой представлена на рис. 1, б. Она обладает только инерционными свойствами, поэтому эквивалентная динамическая мо-

дель при исследовании процесса функционирования объекта должна иметь такую же кинетическую энергию, как и исходная модель.

Объединим инерционные элементы J_a и J_b , сохраняя при этом неизменной кинетическую энергию объекта. Обозначим момент инерции объединённого элемента $J_{\text{вх}}$. На рис. 1, в представлена полученная при этом эквивалентная динамическая модель. В ней отсутствуют топологические вырождения.

Значение момента инерции $J_{\text{вх}}$ найдём из соотношения

$$\frac{J_{\text{вх}}\omega_{\text{вх}}^2}{2} = \frac{J_a\omega_{\text{вх}}^2}{2} + \frac{J_b\omega_b^2}{2},$$

где $\omega_{\text{вх}}$ – угловая скорость вращения входного звена a ТДТ с моментом инерции J_a ; ω_b – угловая скорость звена b с моментом инерции J_b .

В результате получаем

$$J_{\text{вх}} = J_a + J_b(\omega_b/\omega_{\text{вх}})^2. \quad (3)$$

На выходе эквивалентной динамической модели остаётся инерционный элемент с моментом инерции $J_{\text{вых}} = J_h$, отображающий инерционные свойства звена h .

В процессе переключения передач значение ω_b изменяется: при включении низшей передачи звено b затормаживается фрикционом Φ_1 , а при включении высшей передачи, наоборот, разгоняется посредством фрикциона Φ_2 .

Для определения ω_b используется уравнение (2), согласно которому и учитывая, что $\omega_a = \omega_{\text{вх}}$, $\omega_h = \omega_{\text{вых}}$, получаем

$$\omega_b = \frac{\omega_{\text{вх}} - \omega_{\text{вых}}(1 - K)}{K}. \quad (4)$$

В составе трансмиссии машины взаимодействие планетарной передачи с другими компонентами трансмиссии осуществляется посредством валов,

карданных передач, эластичных муфт, обладающих упругими свойствами, что отображено на рис. 1, б, в элементами с коэффициентами жёсткости c_1 и c_2 .

Особенности процесса функционирования планетарной передачи рассмотрим на конкретном примере. Примем следующие значения параметров: $J_a = 0,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_b = 0,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_c = 0,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $K = -1,5$. Передаточное число на первой передаче $u_1 = 2,5$, на второй – $u_2 = 1$. Зададим функции изменения во времени скоростей вращения входного $n_{\text{вх}i}(t)$ и выходного $n_{\text{вых}i}(t)$ звеньев: $n_{\text{вх}i}(t) = n_{\text{вх}i0} - \Delta n_{\text{вх}i}t$;

$n_{\text{вых}i}(t) = n_{\text{вых}i0} + \Delta n_{\text{вых}i}t$, где i – номер включаемой передачи. Параметры функций на первой передаче: $n_{\text{вх}10} = 500 \text{ об/мин}$; $\Delta n_{\text{вх}1} = 10 \text{ об/(мин}\cdot\text{с)}$; $n_{\text{вых}10} = 0$; $\Delta n_{\text{вых}1} = 30 \text{ об/(мин}\cdot\text{с)}$; на второй передаче: $n_{\text{вх}20} = 1500$; $\Delta n_{\text{вх}2} = 10$; $n_{\text{вых}20} = 600$; $\Delta n_{\text{вых}2} = 20$. Включение передач осуществляется фрикционными Φ_1 и Φ_2 .

На рис. 2, а показаны графики изменения скоростей вращения звеньев планетарной передачи, а на рис. 2, б – изменения их моментов инерции при разгоне машины с переключением передач.

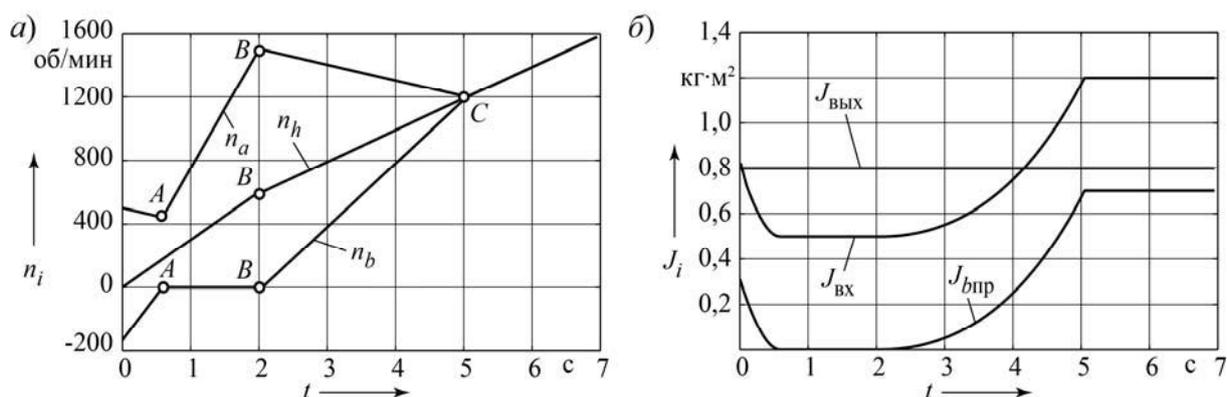


Рис. 2. Графики разгона машины с планетарной передачей

Трогание с места машины осуществляется на низшей ступени включением фрикциона Φ_1 (см. рис. 1, б). В процессе буксования фрикциона Φ_1 скорость вращения звена b с моментом инерции J_b снижается по абсолютной величине и её кинетическая энергия поглощается фрикционом. В точке A относительная скорость дисков фрикциона оказывается равной нулю, фрикцион Φ_1 замыкается и масса J_b останавливается. При этом её приведенный момент инерции $J_{b\text{пр}} = 0$, поэтому момент инерции входного звена $J_{\text{вх}}$ снижается (см. рис. 2, б). После разгона

массы J_h выходного звена до скорости n_h , соответствующей точке B , включается фрикцион высшей ступени Φ_2 , и разгон продолжается вначале при его буксовании, а затем после его замыкания при скорости n_h в точке C . Остановленная на предыдущей передаче масса J_b начинает разгоняться, её кинетическая энергия и приведенный момент инерции $J_{b\text{пр}}$ возрастают, что приводит к постепенному увеличению момента инерции входного звена $J_{\text{вх}}$. Разгон массы J_b требует затрат энергии на увеличение её кинетической энергии, что со-

здаёт дополнительную нагрузку на фрикцион Φ_2 .

Изложенная методика позволяет построить динамическую модель автомобиля с планетарной коробкой передач для решения проектных и научно-исследовательских задач по созданию и доводке конструкции на основе методов компьютерного моделирования. Апробация и использование предлагаемой методики осуществлялись при разра-

ботке гидромеханических трансмиссий с планетарными коробками передач для карьерных самосвалов.

На рис. 3 приведена кинематическая схема планетарной коробки передачи, получившая широкое применение во многих зарубежных конструкциях гидромеханических трансмиссий, в частности, в разработках фирмы Allison (США) [3].

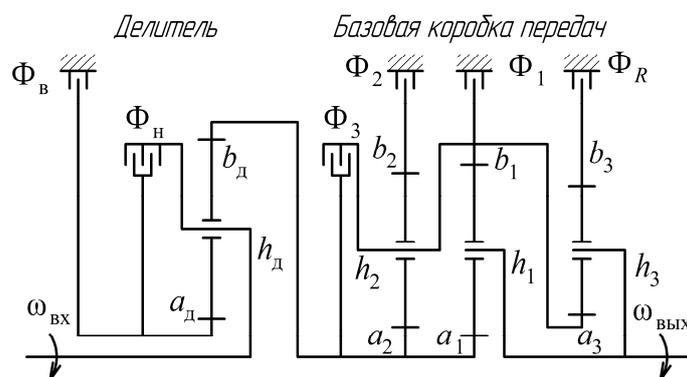


Рис. 3. Кинематическая схема ПКП с тремя степенями свободы

В данном случае ПКП имеет сложную структуру и выполнена по схеме с тремя степенями свободы. Она представляет собой сочетание двух планетарных передач – базовой трёхступенчатой коробки передач (БКП) и дополнительной коробки, выполняющей функции делителя, установленного на входе ПКП. Для включения любой передачи ПКП необходимо замкнуть одновременно два фрикциона – один в БКП, а другой в делителе. БКП содержит три планетарных ряда и четыре фрикциона. Фрикционы Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 предназначены для включения 1-й, 2-й и 3-й передач БКП соответственно, а фрикционом Φ_R включается передача реверса. В делителе использован один планетарный ряд и два фрикциона Φ_H и Φ_B для включения низшей и высшей ступеней. Переключение смежных передач ПКП осуществляется посред-

ством фрикционов делителя Φ_H и Φ_B .

Для построения адекватной математической модели ПКП сложной структуры необходимо предварительно осуществить декомпозицию её структуры, выделив из неё планетарные передачи, выполненные по схемам с двумя степенями свободы и расположенные последовательно, соединив их между собой посредством упругих связей. Затем выполняется преобразование динамических моделей этих передач с целью исключения топологических вырождений на основе предложенной методики. Полученная в результате этих преобразований динамическая модель позволяет решить поставленную задачу построения адекватной математической модели ПКП.

Принимая во внимание инерционные свойства звеньев ПКП, выполненной по кинематической схеме на рис. 3, и пренебрегая их упругими свойствами, выделим два компонента – делитель и

БКП. Исходные динамические модели этих компонентов представлены на рис. 4, а, б.

Выполним вначале преобразование модели делителя, исключив топологические вырождения. Для этого осуществим приведение момента инерции J_a звена a делителя к ведущему звену h . Получим эквивалентную динамическую модель, соответствующую рис. 1, в.

Момент инерции входной массы $J_{ВХ}$ вычислим исходя из условия сохранения суммарной кинетической энергии делителя согласно выражению

$$\frac{J_{ВХ}\omega_{ВХ}^2}{2} = \frac{J_h\omega_{ВХ}^2}{2} + \frac{J_a\omega_a^2}{2},$$

из которого получаем

$$J_{ВХ} = J_h + J_a(\omega_a / \omega_{ВХ})^2. \quad (5)$$

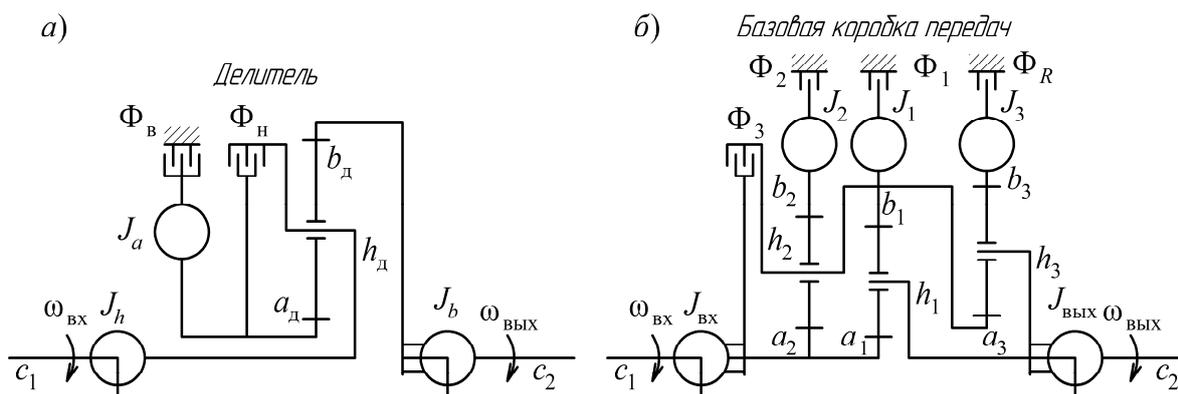


Рис. 4. Динамические модели компонентов планетарной коробки передач с тремя степенями свободы: а – модель двухступенчатого делителя; б – модель трёхступенчатой базовой коробки передач

Используя уравнение (2) и учитывая, что $\omega_{ВХ} = \omega_h$, $\omega_{ВЫХ} = \omega_b$, получаем выражение для вычисления ω_a :

$$\omega_a = (1 - K)\omega_{ВХ} + K\omega_{ВЫХ}. \quad (6)$$

Передаточное число низшей ступени делителя $u_{дн} = 1$, т. к. при замыкании фрикциона Φ_H все звенья вращаются с одинаковой скоростью. При включении фрикциона Φ_B звено a затормаживается, в результате $\omega_a = 0$. Тогда, согласно выражениям (1) и (6), передаточное число высшей ступени делителя

$$u_{дв} = -K / (1 - K). \quad (7)$$

Динамическая модель БКП более сложная. Она содержит 3 планетарных ряда и 9 звеньев, обозначения которых показаны на рис. 4, б. Однако нетрудно видеть, что ряд звеньев жёстко связаны между собой, в результате $\omega_{a2} = \omega_{a1}$; $\omega_{b2} = \omega_{a3} = \omega_{h1}$; $\omega_{h3} = \omega_{h2}$. Таким образом, независимых звеньев всего 5. Составив уравнения кинематики (2) всех трёх планетарных рядов и решив их совместно, получим выражения для определения угловых скоростей звеньев b_1, b_2, b_3 , моменты инерции которых подлежат приведению к ведущему звену a_1 :

$$\omega_{b1} = [-(1 - K_1 - K_2)\omega_{ВХ} + (1 - K_1)(1 - K_2)\omega_{ВЫХ}] / (K_1 K_2); \quad (8)$$

$$\omega_{b2} = [\omega_{ВХ} - (1 - K_2)\omega_{ВЫХ}] / K_2; \quad (9)$$

$$\omega_{b3} = [\omega_{ВХ} - (1 - K_2 K_3)\omega_{ВЫХ}] / (K_2 K_3). \quad (10)$$

Приведенный момент инерции на входе БКП

$$J_{\text{ВХ}} = J_{a1} + J_{b1}(\omega_{b1} / \omega_{\text{ВХ}})^2 + J_{b2}(\omega_{b2} / \omega_{\text{ВХ}})^2 + J_{b3}(\omega_{b3} / \omega_{\text{ВХ}})^2. (11)$$

Передаточные числа БКП:

$$u_1 = 1 - K_2;$$

$$u_2 = (1 - K_1)(1 - K_2) / (1 - K_1 - K_2);$$

$$u_3 = 1; \quad u_R = 1 - K_2 K_3.$$

В результате выполненных преобразований получаем эквивалентную динамическую модель, соответствующую рис. 1, в.

Для отображения всех элементов динамической модели планетарной передачи с двумя степенями свободы представим её модель в виде, изображённом на рис. 5.

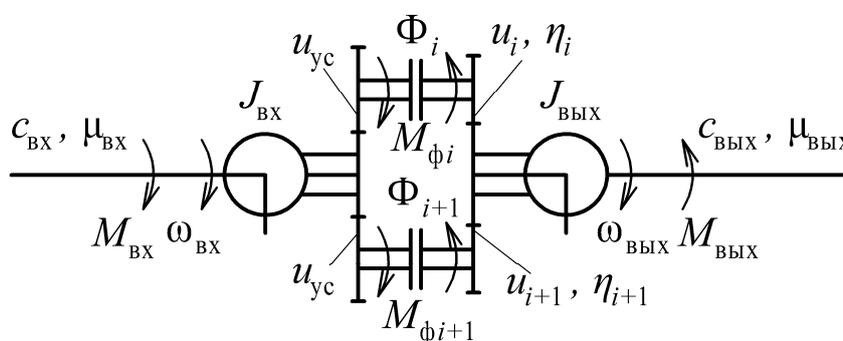


Рис. 5. Расчётная динамическая модель планетарной коробки передач с двумя степенями свободы

Такой вид модели позволяет организовать и иллюстрировать процесс моделирования переключения с i -й на $(i+1)$ -ю передачу и обратное переключение. В модели, кроме моментов инерции $J_{\text{ВХ}}$, $J_{\text{ВЫХ}}$ и фрикционов Φ_i , Φ_{i+1} включения i -й и $(i+1)$ -й передач, отображены моменты трения фрикционов $M_{\phi i}$, $M_{\phi i+1}$, передаточные числа u_i , u_{i+1} и КПД η_i , η_{i+1} трансформаторных элементов планетарной передачи, моменты суммарных воздействий упругих и диссипативных элементов $M_{\text{ВХ}}$, $M_{\text{ВЫХ}}$, посредством которых планетарная передача связана с другими механизмами трансмиссии автомобиля ($c_{\text{ВХ}}$,

$c_{\text{ВЫХ}}$, $\mu_{\text{ВХ}}$, $\mu_{\text{ВЫХ}}$ – параметры упругих и диссипативных элементов). Кроме того, в модель введены условные трансформаторные элементы с передаточными числами $u_{yc} = 1$ и КПД $\eta_{yc} = 1$ с целью удобного графического изображения связей элементов планетарной передачи. Эти условные элементы никакого влияния на процесс передачи энергии через планетарную передачу не оказывают и в математической модели системы не отображаются.

Составим дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс $J_{\text{ВХ}}$ и $J_{\text{ВЫХ}}$ при включении i -й передачи с учётом буксования и последующего замыкания фрикциона Φ_i :

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_{\text{ВХ}}}{dt} &= \frac{M_{\text{ВХ}} - M_{\phi i} \text{sign}(\omega_{\phi i})(1 - L_{\phi i}) - M_{\text{ВЫХ}} L_{\phi i} P_{\phi i} / (u_i \eta_i)}{J_{\text{ВХ}} + J_{\text{ВЫХ}} L_{\phi i} / u_i^2}, \\ \frac{d\omega_{\text{ВЫХ}}}{dt} &= \frac{[M_{\text{ВХ}} L_{\phi i} P_{\phi i} + M_{\phi i} \text{sign}(\omega_{\phi i})(1 - L_{\phi i})] u_i \eta_i - M_{\text{ВЫХ}}}{J_{\text{ВХ}} L_{\phi i} u_i^2 + J_{\text{ВЫХ}}}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где $\omega_{\phi i}$ – относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков; $L_{\phi i}$ – дискретная функция замыкания фрикциона (при $L_{\phi i} = 0$ фрикцион буксует; при $L_{\phi i} = 1$ – замкнут); $P_{\phi i}$ – дискретная функция размыкания фрикциона (при $P_{\phi i} = 1$ фрикцион находится в замкнутом состоянии; при $L_{\phi i} = 0$

наступает условие его размыкания).

Значение $\omega_{\phi i}$ вычисляется по формуле

$$\omega_{\phi i} = \omega_{\text{ВХ}} - \omega_{\text{ВЫХ}} u_i. \quad (13)$$

Функции $L_{\phi i}$ и $P_{\phi i}$ определяются по формулам:

$$L_{\phi i} = \begin{cases} 1 & \text{при } \omega_{\phi i} \leq \Delta\omega; \\ 0 & \text{при } \omega_{\phi i} > \Delta\omega; \end{cases} \quad (14)$$

$$P_{\phi i} = 0,5 \left\{ 1 + \text{sign} \left[M_{\phi i} - |M_{\text{ВЫХ}} + J_{\text{ВЫХ}} \dot{\omega}_{\text{ВЫХ}}| / (u_i \eta_i) \right] \right\}, \quad (15)$$

где $\Delta\omega$ – допустимое значение $\omega_{\phi i}$, определяющее условие блокирования фрикциона; $\dot{\omega}_{\text{ВЫХ}}$ – угловое ускорение массы $J_{\text{ВЫХ}}$.

Результаты исследования

Рассмотрим применение предлагаемой методики для моделирования динамической системы двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – автомобиль – дорога на примере карьерного самосвала. Компоненты планетарной коробки передачи – БКП и делитель, согласно схеме на рис. 4, представляют собой планетарные передачи с двумя степенями свободы. Встроим их в моделируемую систему, используя схему на рис. 5. Полученная динамическая модель приведена на рис. 6.

Сосредоточенные массы с моментами инерции $J_{\text{ДВ}}, J_{\text{Н}}, J_{\text{Т}}, J_{\text{Д.ВХ}}, J_{\text{Д.ВЫХ}}$,

$J_{\text{КП.ВХ}}, J_{\text{КП.ВЫХ}}, J_{\text{ГП}}, J_{\text{ВК}}, J_{\text{Ш}}, J_{\text{МА}}$ отображают инерционные свойства соответственно двигателя, насосного и турбинного колёс гидротрансформатора, делителя, ПКП, главной и колёсной передач, шин ведущих колёс и поступательно движущейся массы автомобиля с учётом моментов инерции ведомых колёс. Упругие элементы с коэффициентами жёсткости c_1, c_2, \dots, c_6 отображают упругие свойства соединения двигателя с гидромеханической передачей, вала турбины ГДТ, торсионного вала соединения делителя с БКП, карданной передачи к ведущему мосту, полуосей и окружной жёсткости шин ведущих колёс. Коэффициенты демпфирования $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_6$ учитывают диссипацию энергии элементами соединений механизмов трансмиссии и шин.

Внешние воздействия на систему: вращающий момент двигателя $M_{\text{ДВ}}$; момент сопротивления качению веду-

щих колёс автомобиля $M_{f_{вк}}$; суммарный момент сопротивления движению автомобиля M_c , учитывающий сопротивление, обусловленное продольным уклоном дороги, сопротивление воздуха и сопротивление качению ведомых колёс $M_{f_{нк}}$. В модели отображены также моменты насосного M_n и турбин-

ного M_T колёс ГДТ, моменты трения фрикционов: блокировки ГДТ $M_{ф.бл}$, делителя $M_{ф.н}$, $M_{ф.в}$, БКП $M_{ф.кпi}$, $M_{ф.кпi+1}$ и момент сцепления ведущих колёс с дорогой M_ϕ .

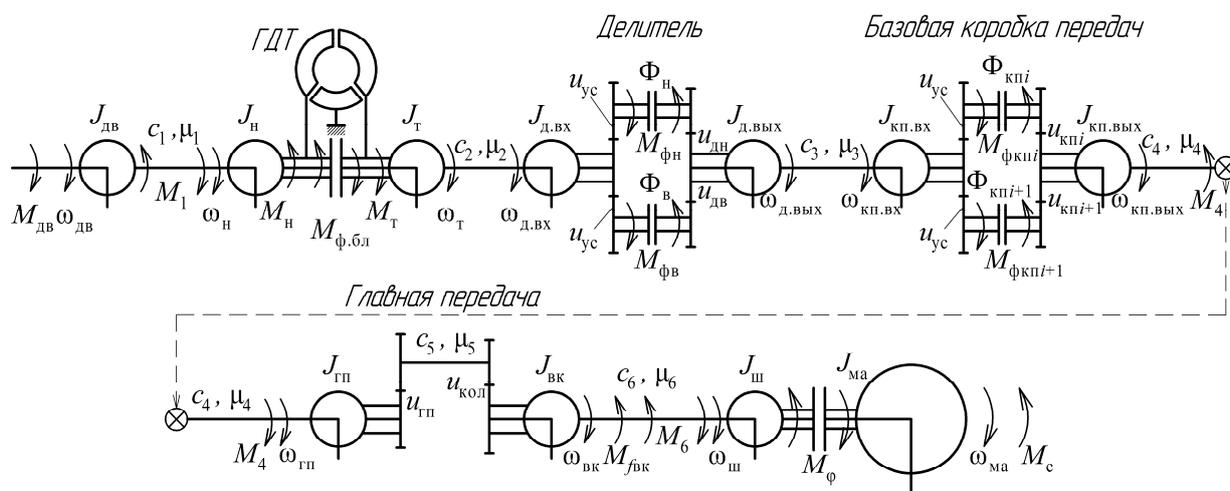


Рис. 6. Динамическая модель системы двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – автомобиль – дорога

Передаточные числа делителя обозначены $u_{дн}$, $u_{дв}$, коробки передач – $u_{кпi}$, $u_{кпi+1}$, главной передачи – $u_{гп}$, колёсной передачи – $u_{кол}$.

Моменты инерции масс на выходе делителя $J_{д.вых}$ и на выходе БКП $J_{кп.вых}$ остаются постоянными в моделируемом процессе функционирования системы, а моменты инерции $J_{д.вх}$ и $J_{кп.вх}$ на их входах переменные, поскольку они отображают инерционные свойства нескольких кинематически

взаимосвязанных звеньев планетарных передач (см. рис. 4, а, б). Скорости вращения этих звеньев в процессе переключения передач и при разгоне автомобиля изменяются, что приводит к изменению соотношений их кинетических энергий. Значения $J_{д.вх}$ и $J_{кп.вх}$ вычисляются по формулам (5) и (11) соответственно.

Составим дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс динамической системы (топологические уравнения):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega_{дв}}{dt} &= (M_{дв} - M_1)/J_{дв}; \\ \frac{d\omega_{н}}{dt} &= [M_1 - M_{н} - M_{ф.бл} \text{sign}(\omega_{ф.бл})(1 - L_{ф.бл}) - M_2 L_{ф.бл} P_{ф.бл}] / (J_{н} + J_{т} L_{ф.бл}); \\ \frac{d\omega_{т}}{dt} &= [M_1 L_{ф.бл} P_{ф.бл} + M_{т} + M_{ф.бл} \text{sign}(\omega_{ф.бл})(1 - L_{ф.бл}) - M_2] / (J_{н} L_{ф.бл} + J_{т}); \\ \frac{d\omega_{д.вх}}{dt} &= [M_2 - M_{ф.д} \text{sign}(\omega_{ф.д})(1 - L_{ф.д}) - M_3 L_{ф.д} P_{ф.д} / (u_{д} \eta_{д})] / (J_{д.вх} + J_{д.вых} L_{ф.д} / u_{д}^2); \\ \frac{d\omega_{д.вых}}{dt} &= [(M_2 L_{ф.д} P_{ф.д} + M_{ф.д} \text{sign}(\omega_{ф.д})(1 - L_{ф.д})) u_{д} \eta_{д} - M_3] / (J_{д.вх} L_{ф.д} u_{д}^2 + J_{д.вых}); \\ \frac{d\omega_{кп.вх}}{dt} &= [M_3 - M_{ф.кп} \text{sign}(\omega_{ф.кп})(1 - L_{ф.кп}) - M_4 L_{ф.кп} P_{ф.кп} / (u_{кп} \eta_{кп})] / (J_{кп.вх} + J_{кп.вых} L_{ф.кп} / u_{кп}^2); \\ \frac{d\omega_{кп.вых}}{dt} &= [(M_3 L_{ф.кп} P_{ф.кп} + M_{ф.кп} \text{sign}(\omega_{ф.кп})(1 - L_{ф.кп})) u_{кп} \eta_{кп} - M_4] / (J_{кп.вх} L_{ф.кп} u_{кп}^2 + J_{кп.вых}); \\ \frac{d\omega_{гп}}{dt} &= [M_4 - M_5 / (u_{гп} \eta_{гп})] / J_{гп}; \\ \frac{d\omega_{вк}}{dt} &= (M_5 u_{кол} \eta_{кол} - M_6 - M_{f_{вк}}) / J_{вк}; \\ \frac{d\omega_{ш}}{dt} &= [M_6 - M_{ф}(1 - L_{ф}) - M_c L_{ф} P_{ф}] / (J_{ш} + J_{ма} L_{ф}); \\ \frac{d\omega_{ма}}{dt} &= [M_6 L_{ф} P_{ф} + M_{ф}(1 - L_{ф}) - M_c] / (J_{ш} L_{ф} + J_{ма}). \end{aligned} \right\}$$

Моменты M_1, M_2, \dots, M_6 отображают суммарные воздействия упругих и диссипативных элементов, соединяющих между собой соответствующие сосредоточенные массы системы (см. рис. 6). Вычисление их осуществляется по формуле

$$M_i = c_i \Delta\varphi_i + \mu_i \Delta\omega_i, \quad (16)$$

где $\Delta\varphi_i$ – угловая деформация i -го соединительного элемента; $\Delta\omega_i$ – относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

На рис. 7, а–з приведены результаты моделирования процесса трогания автомобиля с места и интенсивного разгона на первой передаче.

Графики на рис. 7, а отображают изменения вращающих моментов двигателя $M_{дв}$, насосного $M_{н}$ и турбинного $M_{т}$ колёс ГДТ, а графики на рис. 7, б – моментов в упругих элементах соединения двигателя и ГДТ M_{y1} ,

на валу турбины M_{y2} и на торсионе M_{y3} , соединяющем делитель с БПК.

Изменения безразмерных характеристик ГДТ представлено на рис. 7, в. Передаточное отношение ГДТ $i_{т.н}$ после замыкания фрикциона первой передачи, которое происходит в момент времени $t = 0,58$ с (см. рис. 7, д), снижается до значения $i_{т.н} = 0,36$ и затем начинает постепенно возрастать. Значение КПД ГДТ $\eta_{т.н}$ падает до 0,65, а коэффициент трансформации $K_{т.н}$ возрастает до 1,79. Таким образом, очевидно, что ГДТ позволяет успешно преодолеть возрастающую нагрузку, обусловленную замыканием фрикциона, и обеспечить последующий эффективный разгон автомобиля. Графики изменения скорости v_a и ускорения a автомобиля показаны на рис. 7, г.

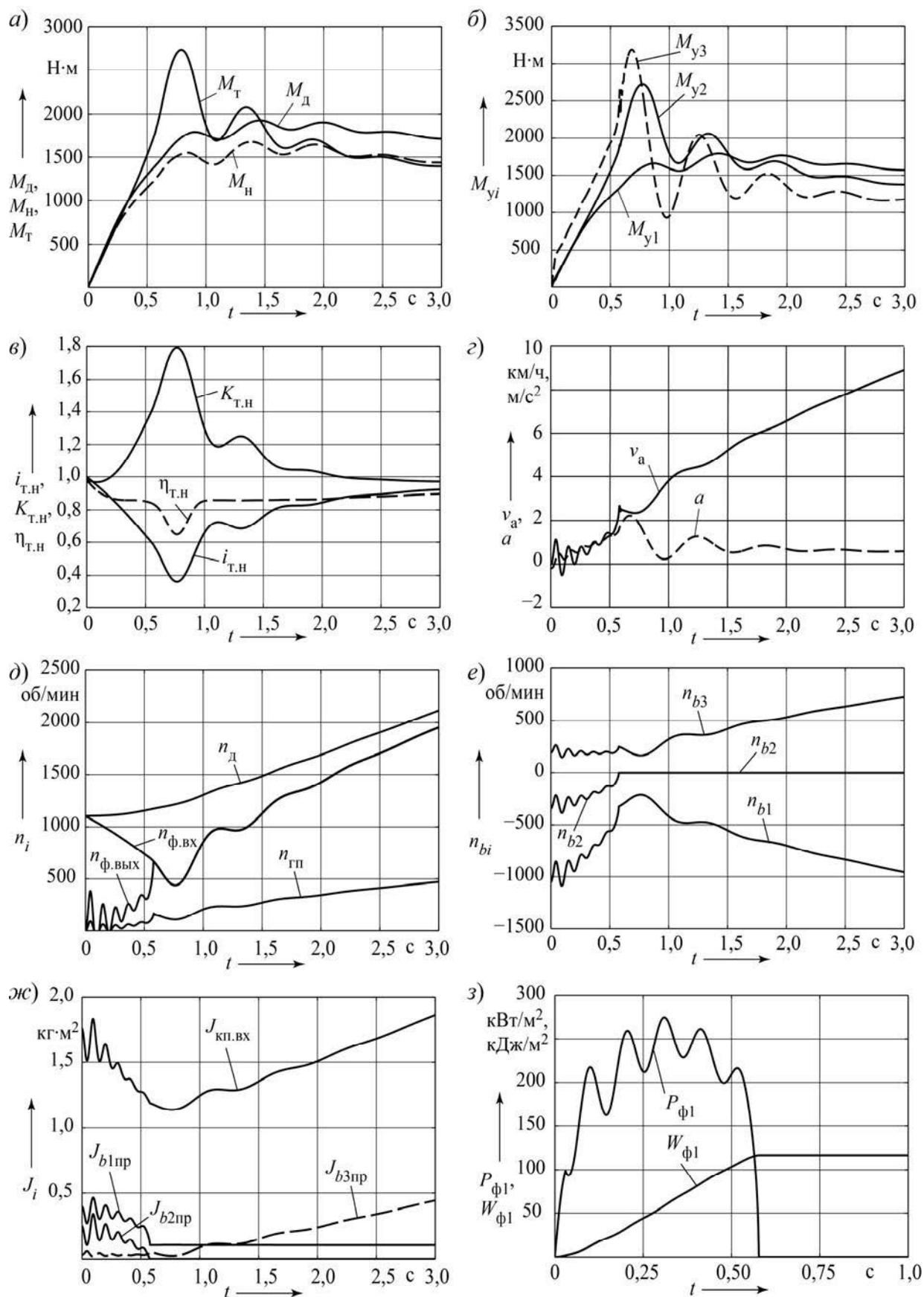


Рис. 7. Результаты моделирования динамической системы двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – автомобиль – дорога

Изменение скорости вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}}$, турбины ГДТ n_{T} , главной передачи $n_{\text{ГП}}$, а также ведущих $n_{\text{ф.вх}}$ и ведомых $n_{\text{ф.вых}}$ дисков фрикциона первой передачи ПКП представлены на рис. 7, *д*, из которого видно, что в момент времени $t = 0,58$ с фрикцион замыкается, т. к. $n_{\text{ф.вых}} = n_{\text{ф.вх}}$, после чего турбина ГДТ быстро разгоняется и n_{T} увеличивается.

На рис. 7, *е* приведены графики изменения скоростей вращения n_{b1} , n_{b2} , n_{b3} звеньев ПКП b_1, b_2, b_3 , а на рис. 7, *ж* – изменения их приведенных моментов $J_{b1\text{пр}}$, $J_{b2\text{пр}}$, $J_{b3\text{пр}}$ при приведении их к ведущему звену a_1 (см. рис. 4, *б*). Масса с моментом инерции J_{b2} затормаживается включаемым фрикционом первой передачи Φ_1 , после чего её приведенный момент $J_{b2\text{пр}}$ становится равным нулю. Масса $J_{b1\text{пр}}$ на первой передаче вращается в противоположном направлении по сравнению со скоростью входной массы $n_{\text{кп.вх}}$. Однако соотношение их скоростей по абсолютной величине после замыкания фрикциона Φ_1 остаётся постоянным. Это нетрудно видеть из схемы на рис. 4, *б*. Вследствие этого приведенный момент $J_{b1\text{пр}}$ остаётся постоянным (см. рис. 7, *ж*).

Масса J_{b3} после замыкания фрикциона начинает разгоняться быстрее, чем масса $J_{\text{кп.вх}}$, поэтому её приведенный момент $J_{b3\text{пр}}$ возрастает в соответствии с увеличивающейся кинетической энергией (см. формулу (11)). Суммарный приведенный момент инерции массы на входе планетарной коробки передач $J_{\text{кп.вх}}$ при буксовании фрикциона падает, а затем начинает возрастать соответственно увеличению скорости автомобиля.

Таким образом, приведенные на рис. 7, *е, ж* графики подтверждают необходимость учёта изменения приведенного момента инерции масс ПКП в переходных процессах и при изменении скоростных режимов движения.

На рис. 7, *з* изображены графики изменения удельной мощности $P_{\text{ф1}}$ и удельной работы буксования $W_{\text{ф1}}$ фрикциона первой передачи в процессе трогания автомобиля с места.

Выводы

1. Планетарные коробки передач (ПКП) характеризуются высокой жёсткостью их звеньев. При их моделировании упругие свойства звеньев обычно не учитываются. В этом случае динамическая модель ПКП получается с топологическими вырождениями, что существенно усложняет построение её математической модели.

2. В статье предложена методика моделирования планетарной коробки передач с жёсткими звеньями её планетарных рядов, позволяющая построить математическую модель, адекватно отображающую её физические свойства.

3. Построение математической модели на основе предлагаемой методики возможно при любой сложности структуры ПКП, определяемой числом степеней свободы её кинематической схемы.

4. При числе степеней свободы более двух исходная динамическая модель ПКП подвергается декомпозиции с целью выделения компонентов модели с двумя степенями свободы. Взаимодействие выделенных компонентов должно осуществляться посредством связей, обладающих упругими свойствами. Это ограничение не создаёт препятствий для построения математической модели, т. к. компоненты ПКП обычно конструктивно связаны друг с другом посредством торсионных валов.

5. Приведенный в статье пример моделирования динамической системы

двигатель – гидротрансформатор – планетарная коробка передач – автомобиль – дорога подтверждает эффективность

предлагаемой методики моделирования объектов с планетарными коробками передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.
2. **Альгин, В. Б.** Динамика, надёжность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Наука и техника, 1995. – 256 с.

Статья сдана в редакцию 22 мая 2018 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, Р. В. Плякин, О. В. Пузанова

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА И ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ АВТОМОБИЛЯ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, R. V. Pliakin, O. V. Puzanova

EFFECT OF GEARSHIFT ALGORITHM PARAMETERS ON QUALITY AND EFFICIENCY OF AUTOMATIC CONTROL OF VEHICLE HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

На основе математического моделирования процесса движения самосвала в карьерных условиях получены оценки зависимостей эффективности выполнения транспортной работы и критериев нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии и теплонапряженности фрикционов переключения передач в зависимости от параметров алгоритма автоматического управления переключением передач. Приведены результаты анализа выполненных исследований, представлены графики переходных процессов.

Ключевые слова:

карьерный самосвал, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, фрикционы переключения передач, алгоритм управления, планирование вычислительного эксперимента, регрессионная модель, критерии эффективности и качества процесса управления.

Abstract

Based on mathematical modeling of dump truck movement in quarries, the efficiency of transport performance, as well as the criteria for loading of hydromechanical transmission mechanisms and thermal stresses of gearshift clutches, was assessed depending on the parameters of the algorithm for automatic gearshift control. The results of the analysis of the performed studies are presented, as well as the graphs of transient processes.

Key words:

quarry dump truck, hydromechanical transmission, mechatronic system of automatic control, gear shift clutches, control algorithm, computing experiment planning, regression model, efficiency and quality criteria for the control process.

Для карьерных самосвалов БелАЗ при участии сотрудников кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана мехатронная система автоматического управления и диагностирования гидромеханической передачи (МСАУ ГМП) [1]. Разработан полный комплекс всех комплектующих компонентов МСАУ. Предприятие ОАО «Измеритель» (г. Новополоцк) освоило их производство. Самосвал БелАЗ-7555Е

грузоподъемностью 60 т, оснащенный данной МСАУ, проходит эксплуатационные испытания в карьерных условиях предприятия РУПП «Гранит» (г. Микашевичи, Брестской обл.). На 2018 г. запланировано изготовление опытной партии самосвалов с созданной системой управления и диагностирования.

Функционирование МСАУ осуществляется на основе созданного коллективом Белорусско-Российского уни-

верситета алгоритма, обеспечивающего адаптивное управление ГМП в зависимости от дорожных условий, режимов работы двигателя и механизмов трансмиссии, управляющих воздействий водителя [2]. МСАУ снабжена системой датчиков, обеспечивающих получение всей необходимой информации для формирования электронным контроллером управляющих сигналов.

Предусмотрены три режима управления ГМП: автоматический, командный и аварийный. В автоматическом режиме производится переключение передач и управление блокированием гидротрансформатора (ГДТ). В командном режиме водитель вручную посредством перемещения рычага селектора переключает передачи, а управление блокированием ГДТ автоматическое. Аварийный режим используется при необходимости доставки самосвала с неисправной МСАУ или ГМП на базу ремонта. На этом режиме можно включить первую передачу и передачу реверса.

Алгоритм автоматического управления может реализовать два альтернативных режима движения автомобиля – динамичный и экономичный. В динамичном режиме управления обеспечивается максимально возможная скорость движения автомобиля в данных дорожных условиях, а в экономичном – снижение расхода топлива. Рациональное использование этих режимов влияет не только на показатели желаемой эксплуатационной эффективности автомобиля, но и на надёжность работы фрикционов ГМП, осуществляющих переключение передач.

В состав ГМП самосвала БелАЗ-7555Е входит шестиступенчатая коробка передач, выполненная по схеме с тремя степенями свободы. Для включения любой передачи необходимо замкнуть два фрикциона. Кинематическая схема коробки передач приведена в [3]. При переключениях 3 → 4 и 4 → 3 управление осуществляется од-

новременно четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других фрикциона. Такие условия управления отличаются высокой сложностью формирования управляющих воздействий и требуют согласованной подачи управляющих сигналов контроллера в исполнительную часть системы МСАУ. Остальные передачи переключаются посредством управления двумя фрикционами. Алгоритм управления ими существенно проще.

Проведенные экспериментальные исследования режимов работы самосвала, оснащённого МСАУ, показывают, что высокие показатели качества управления и надёжность функционирования фрикционов достигаются своевременным формированием сигнала на переключение передачи и согласованным управлением фрикционами коробки передач и фрикционом блокирования ГДТ [3].

Цель исследования

Цель исследования – комплексная оценка влияния параметров алгоритма управления переключением передач на показатели транспортной эффективности самосвала и на критерии динамической нагруженности механизмов трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционов управления переключением передач.

Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования движения автомобиля по реальному маршруту карьера «Еруноковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Характеристики уклонов участков дороги карьера приведены в [4]. Использовалась математическая модель системы двигатель – трансмиссия – автомобиль – дорога [5].

Для формирования управляющего сигнала на переключение передач использована следующая информация:

скорость автомобиля и его ускорение; положение педали акселератора и скорость изменения её положения; номер включённой передачи; состояние фрикциона блокирования ГДТ (включён или выключен). Процесс управления фрикционами при переключении передач основан на использовании информации о частотах вращения валов коробки передач (входного, выходного, промежуточного), о длительности заполнения и опорожнения гидроцилиндров фрикционов в процессе управления ими, о характере изменения давлений в гидроцилиндрах, о времени завершения процесса буксования включаемых фрикционов. Эта информация учитывалась и использовалась при моделировании.

Согласно поставленной цели исследования осуществлялось варьирование четырех параметров управления: порогового значения частоты вращения турбины гидротрансформатора при переключении на высшую $n_{т.в}$ и на низ-

шую $n_{т.н}$ передачи; времени опережения разблокирования ГДТ $t_{бл}$ по отношению к моменту нарастания давления в гидроциindre фрикциона включаемой передачи; времени перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами $t_{п.п}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

На рис. 1, а показаны характеристики пороговых значений частоты вращения турбины ГДТ при переключениях на высшие $n_{т.в}$ и низшие $n_{т.н}$ передачи. Цифрами 1, 2, 3 отмечены характеристики, используемые в процессе варьирования значений $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$ при моделировании. Сплошными линиями изображены характеристики управления, применяемые в алгоритме созданной МСАУ на динамичном режиме движения.

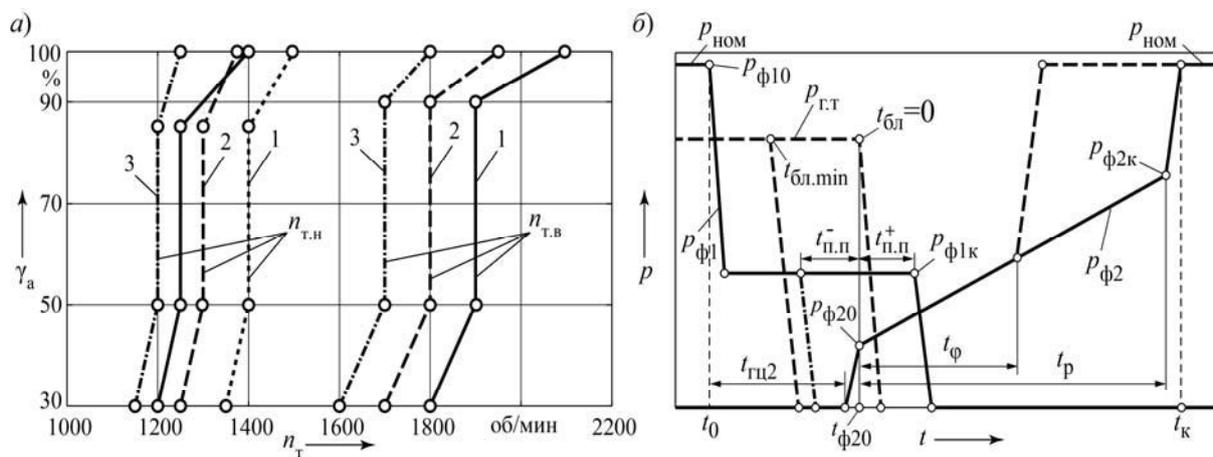


Рис. 1. Характеристики параметров алгоритма управления переключением передач

На рис. 1, б представлен общий вид характеристик алгоритма управления фрикционами при переключении передач. Характеристика изменения давления в гидроциindre выключаемого фрикциона коробки передач обозначена $p_{ф1}$, включаемого фрикциона –

$p_{ф2}$, а фрикциона блокирования ГДТ – $p_{г.т}$. В момент времени t_0 контроллер выдаёт управляющий сигнал на переключение передачи. Давление в гидроциindre выключаемого фрикциона снижается до величины $p_{ф1к}$ и удержи-

вается на этом уровне в течение контролируемого интервала времени, обеспечивающего заданное время перекрытия передач $t_{п.п}$. Время положительного перекрытия обозначено $t_{п.п}^+$, отрицательного – $t_{п.п}^-$, при нулевом перекрытии $t_{п.п} = 0$. При моделировании принимали $t_{п.п}^+ = 0,2$ с; $t_{п.п}^- = -0,2$ с. Их значения измеряются относительно момента времени $t_{ф20}$.

В течение интервала времени $t_{гц2}$ происходит заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. После завершения заполнения контроллер формирует характеристику изменения в нём давления $p_{ф2}$, сжимающего фрикционные диски. Эта характеристика кусочно-линейная с координатами точек перегиба $p_{ф20}$, $p_{ф2к}$, $p_{ном}$. Значения давлений $p_{ф20}$ и $p_{ф2к}$ зависят от нагрузочного режима, определяемого вращающим моментом двигателя и сопротивлением движению автомобиля. Длительность формируемого сигнала давления $p_{ф2}$ составляет величину t_p , а время буксования фрикциона – $t_{ф}$. Если окажется, что $t_{ф} < t_p$, давление поднимается до номинального значения $p_{ном}$ по штриховой линии.

Если включаемый фрикцион не замыкается за время t_p , давление поднимается до $p_{ном}$, что обеспечивает его гарантированное включение. Информация о состоянии включаемого фрикциона получается на основе анализа значений частот вращения валов коробки передач с учётом передаточного числа включаемой передачи.

Значительное влияние на характеристики переключения передач оказывает управление фрикционом блокирования ГДТ. Время опережения разблокирования ГДТ определяли при моде-

лировании относительно $t_{ф20}$. Принимали следующие значения: $t_{бл} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с.

Результаты исследования

Результаты моделирования приведены на рис. 2–5, на которых изображены графики основных процессов, характеризующих режимы работы фрикционов, двигателя и трансмиссии при переключениях передач. Графики на рис. 2 и 3 получены при переключении $3 \rightarrow 4$. Приняты следующие обозначения фрикционов: Φ_1 и Φ_3 – фрикционы первой и третьей передач; $\Phi_н$ и $\Phi_в$ – фрикционы понижающего и повышающего диапазонов. При переключении $3 \rightarrow 4$ фрикционы Φ_3 и $\Phi_н$ выключаются, а Φ_1 и $\Phi_в$ – включаются.

Графики на рис. 2 получены при значениях варьируемых параметров управления $n_{т.в} = 1950$ об/мин; $t_{п.п} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с, а на рис. 3 – при $n_{т.в} = 1800$ об/мин; $t_{п.п} = +0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с.

На рис. 2, а и 3, а изображены графики изменения давлений в гидроцилиндрах фрикционов; на рис. 2, б и 3, б – графики удельной мощности $P_{уд}$ и удельной работы $W_{уд}$ буксования фрикционов; на рис. 2, в и 3, в – приращения поверхностной температуры $\Delta T_{п}$ в контакте фрикционных дисков; на рис. 2, г и 3, г – графики градиентов температуры стальных дисков $grad T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{мк}$; на рис. 2, д и 3, д – моменты на карданном валу $M_к$; на рис. 2, е и 3, е – моменты двигателя $M_д$ и турбины ГДТ $M_т$; на рис. 2, ж и 3, ж – частоты вращения двигателя $n_д$ и турбины $n_т$; на рис. 2, з и 3, з – ускорения автомобиля.

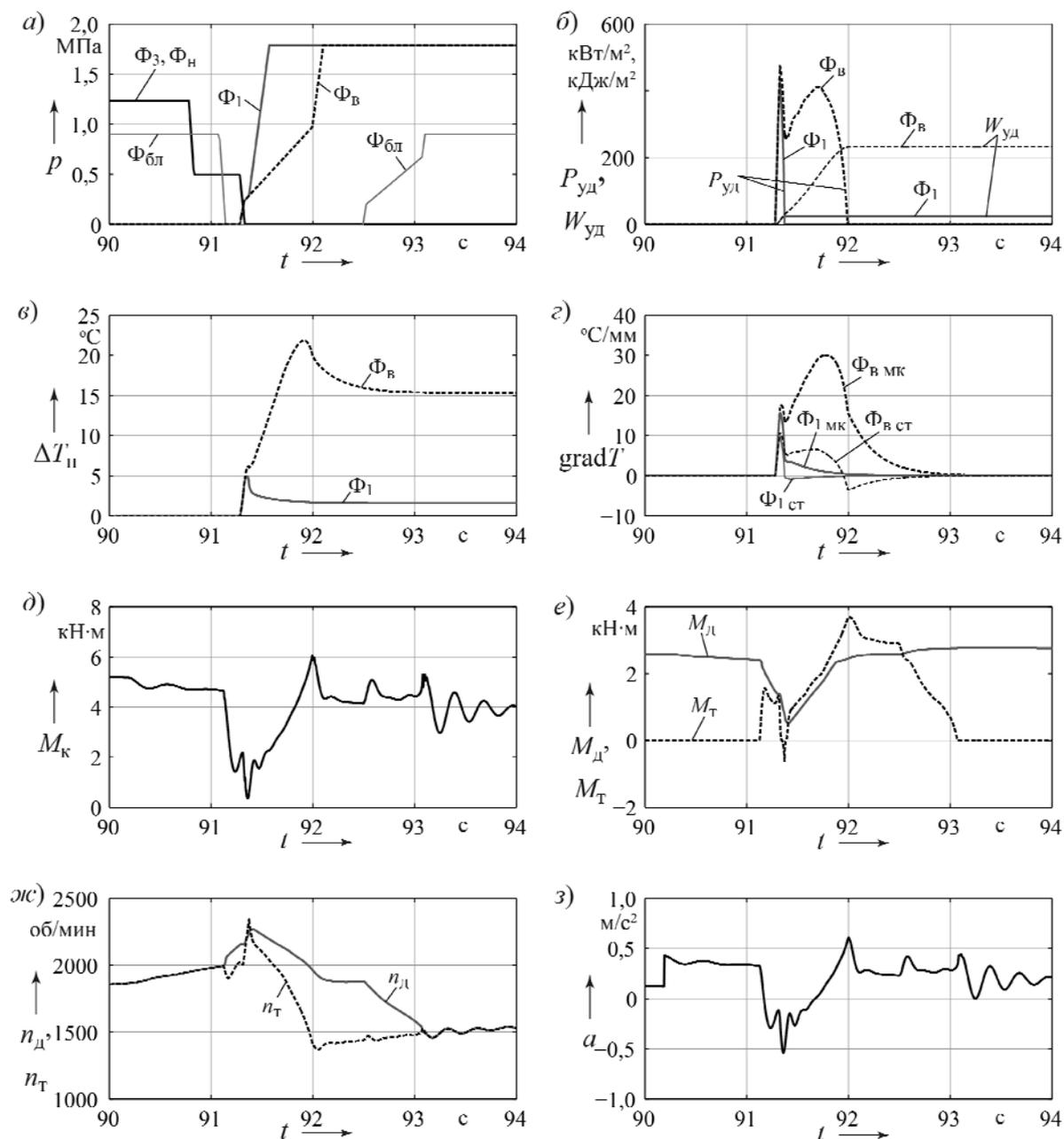


Рис. 2. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3→4 с параметрами алгоритма управления $n_{Т,В} = 1950$ об/мин; $t_{П,П} = 0$; $t_{бл} = -0,2$ с

Сравнивая между собой приведенные графики, можно отметить их очевидные различия. Во втором варианте параметров управления (см. рис. 3) существенно возрастает теплонапряжённость фрикционов коробки передач Φ_1 и Φ_B . Удельная работа $W_{уд}$ фрикциона Φ_B возрастает в 1,45 раза, фрикцио-

на Φ_1 – в 7,5 раз, а удельная мощность обоих фрикционов – в 1,84 раза. Приращение температуры поверхностей трения дисков фрикциона Φ_1 за время включения возросла в 4,38 раза, а фрикциона Φ_B – в 1,38 раза. Существенно увеличились значения градиента температуры дисков обоих фрикционов, осо-

бенно стальных дисков, следовательно, и их термические напряжения. Так, градиент температуры стальных дисков фрикциона Φ_1 увеличился в 1,89 раза,

фрикциона Φ_B – в 1,62 раза, металлокерамических дисков фрикциона Φ_1 – в 3,5 раза, фрикциона Φ_B – в 1,6 раза.

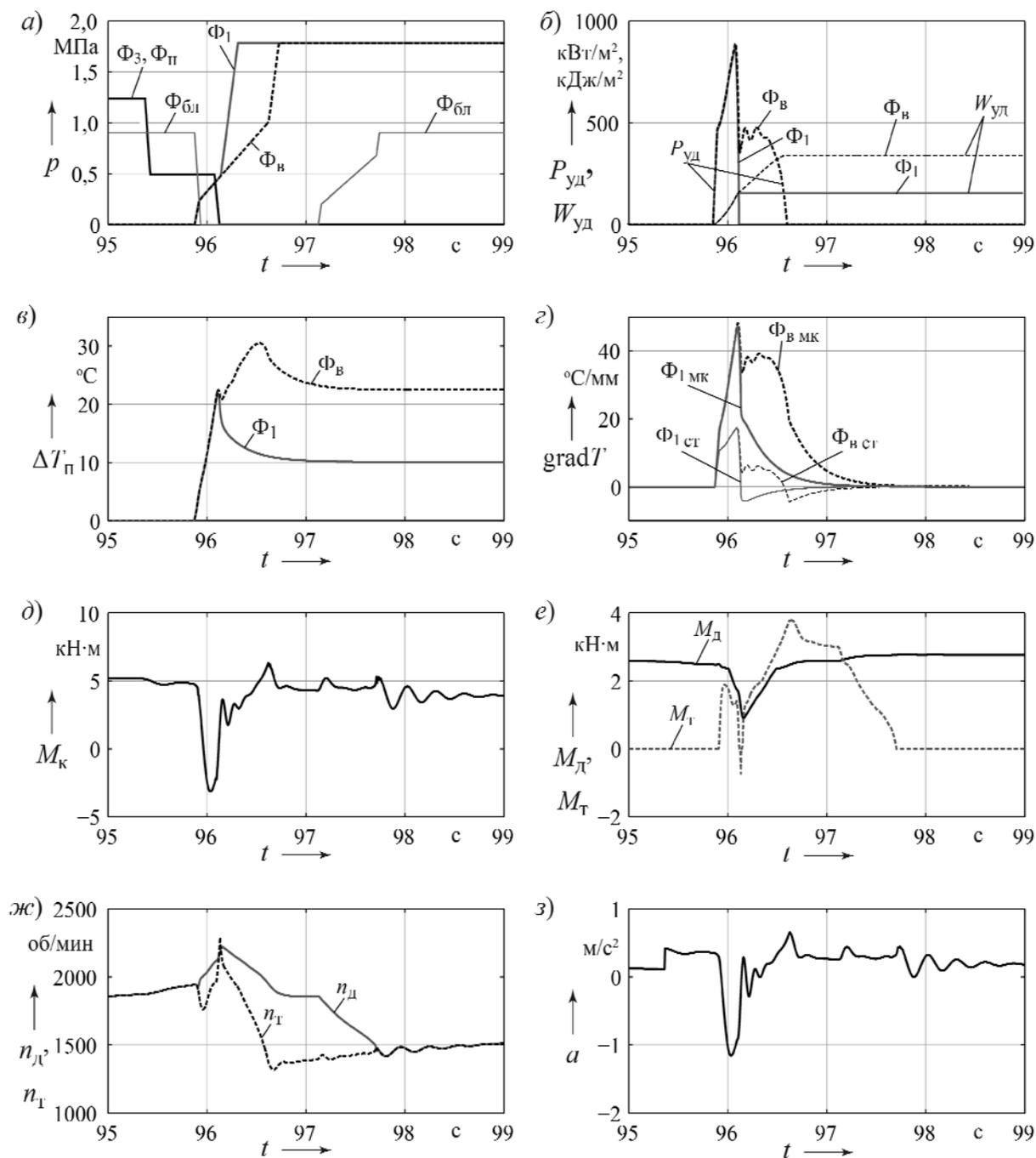


Рис. 3. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{Т,В} = 1800$ об/мин; $t_{П,П} = +0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с

Очевидно, что долговечность фрикционов в этом случае будет значительно ниже. Увеличение теплонапряжённости фрикционных дисков приведёт к снижению их долговечности. Градиент температуры стальных дисков за время буксования изменяет знак на противоположный. Возрастание градиента температуры и изменение его знака может сопровождаться короблением дисков.

Сравнивая графики на рис. 2, δ и 3, δ и на рис. 2, ε и 3, ε , можно отметить, что неудачный выбор параметров

управления переключением передач может привести к торможению автомобиля вследствие возникновения отрицательного момента на карданном валу. В данном случае причиной является слишком большое время перекрытия передач $t_{п.п} = +0,2$ с, что привело к циркуляции потока энергии в замкнутом контуре, как отмечалось в [6].

На рис. 4 и 5 приведены графики исследуемых процессов при переключении $4 \rightarrow 3$.

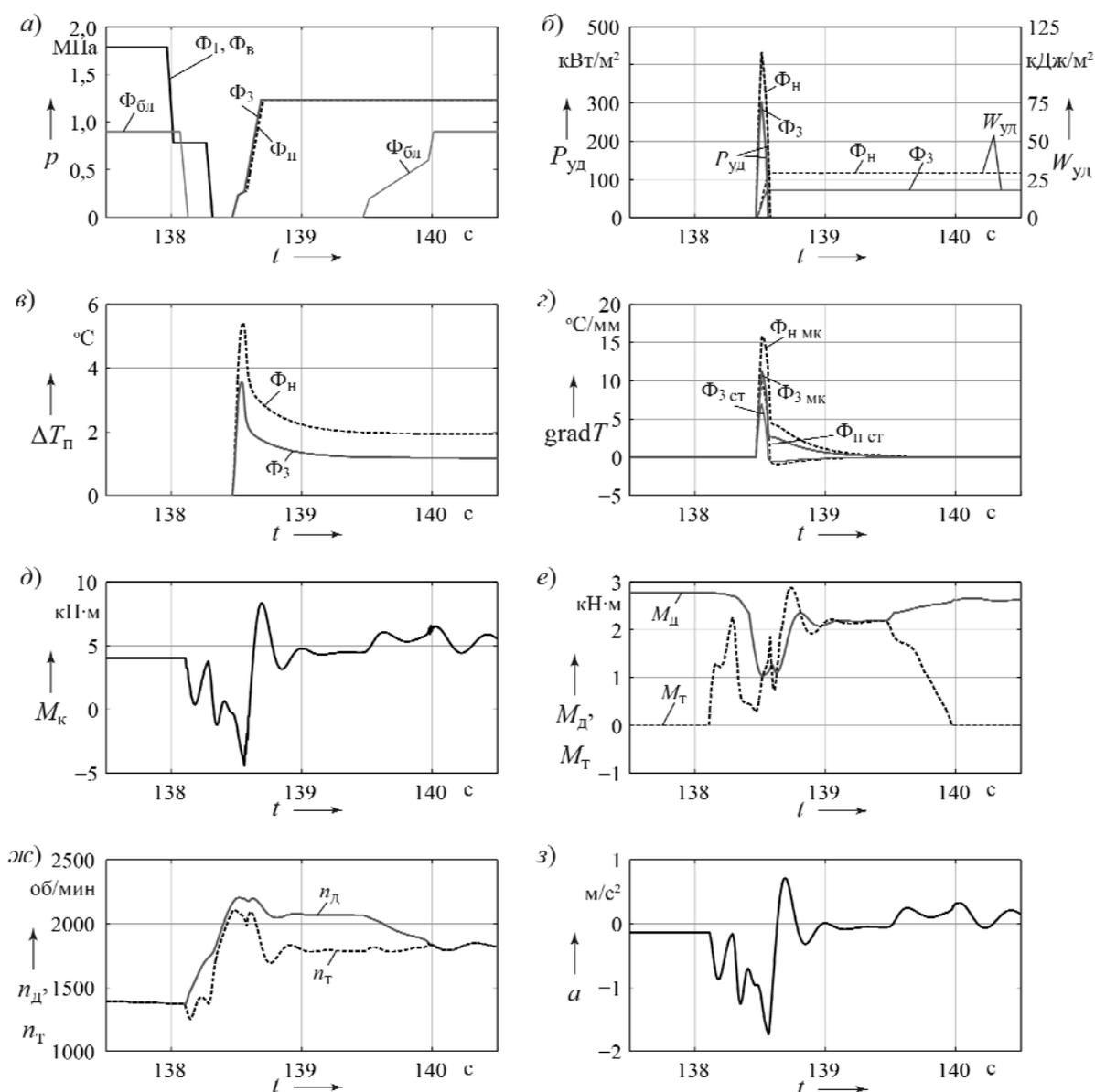


Рис. 4. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении $3 \rightarrow 4$ с параметрами алгоритма управления $n_{т.н} = 1500$ об/мин; $t_{п.п} = -0,05$ с; $t_{бл} = -0,2$ с

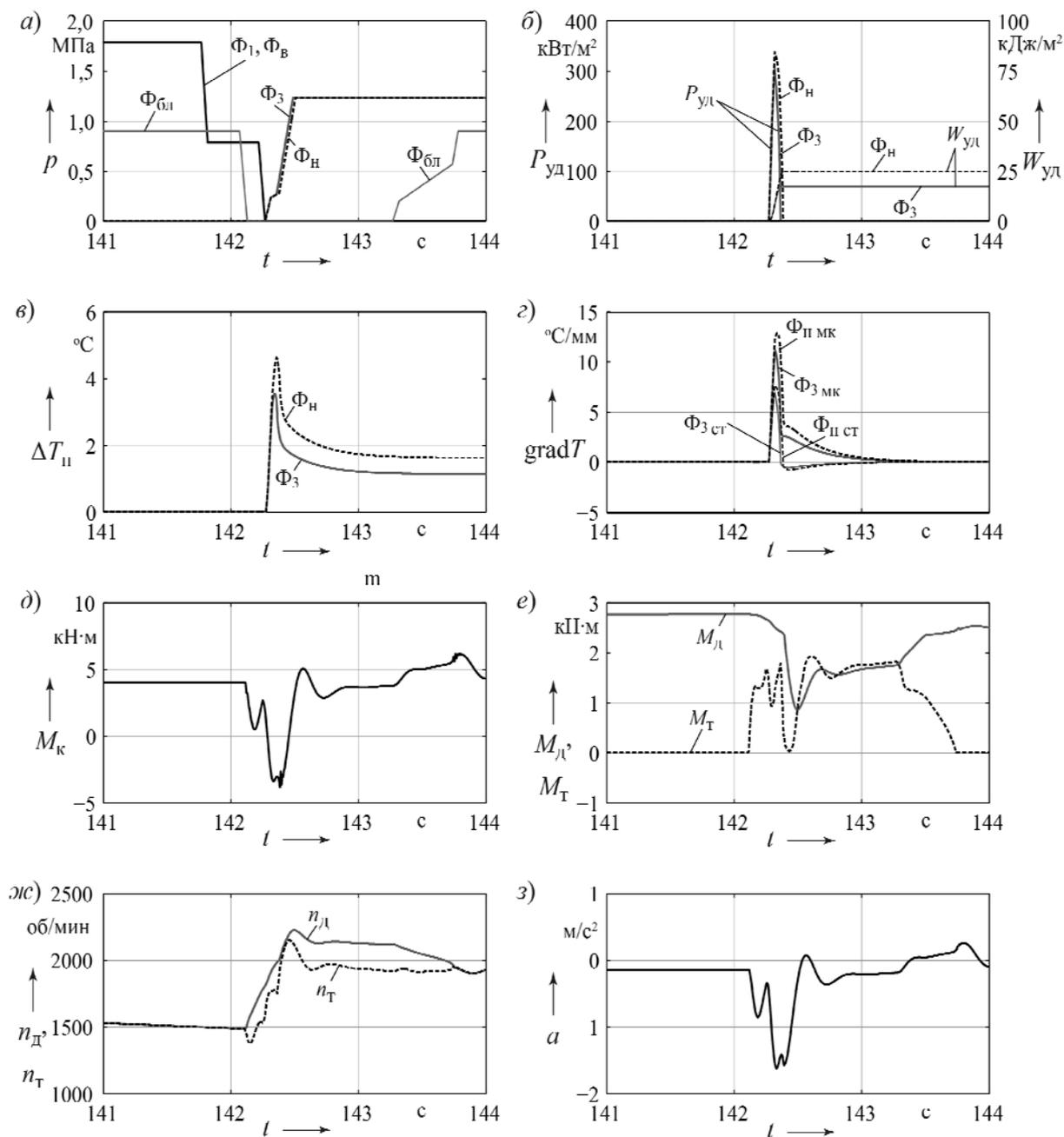


Рис. 5. Изменение во времени показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4 с параметрами алгоритма управления $n_{т,н} = 1375$ об/мин; $t_{п,п} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с

Графики на рис. 4 получены при значениях параметров алгоритма управления $n_{т,н} = 1500$ об/мин; $t_{п,п} = -0,05$ с; $t_{бл} = -0,2$ с; а на рис. 5 – при $n_{т,н} = 1375$ об/мин; $t_{п,п} = -0,2$ с; $t_{бл} = -0,4$ с. В этом случае изменение параметров алгоритма управления при-

вело к еще большей разнице оцениваемых показателей процесса переключения. Особенно это относится к $P_{уд}$, $W_{уд}$, $\Delta T_{п}$, $gradT_{ст}$ и $gradT_{мк}$. Отличие обусловлено несогласованным управлением фрикционными: слишком раннее выключение фрикциона блокирования

ГДТ при большой величине отрицательного перекрытия передач $t_{п.п}$. Из сравнения графиков на рис. 4, ж и 5, ж видно, что во втором варианте сразу же после разблокирования ГДТ двигатель начал быстро разгоняться, а турбина, наоборот, не разгоняется, вследствие чего, как видно из рис. 5, е, момент на турбине существенно возрастает, что приводит к перегрузке включаемых фрикционов Φ_3 и Φ_n коробки передач (см. рис. 5, б-г). Возникает сильное замедление автомобиля (см. рис. 5, з).

Для выявления влияния параметров алгоритма управления на показатели транспортной эффективности самосвала, на критерии динамичности нагружения механизмов трансмиссии и на теплонапряженность фрикционов коробки передач проведено планирование эксперимента, при котором осуществлялось варьирование параметров алгоритма управления на трёх уровнях. Движение самосвала предполагалось с полной подачей топлива по упомянутому выше маршруту реального карьера. В соответствии с графиком на рис. 1, а принимали пороговые значения параметра $n_{т.в} = 1800; 1950; 2100$ об/мин, а параметра $n_{т.н} = 1250; 1375; 1500$ об/мин. Параметр $t_{п.п}$ варьировали на уровнях $-0,2; 0,0; +0,2$ с, а параметр $t_{бл}$ – на уровнях $-0,4; -0,2; 0,0$ с. С этими параметрами на основе математической модели проводился вычислительный эксперимент, по результатам которого построены уравнения регрессий. Параметры алгоритма принимались в качестве варьируемых факторов, а функциями отклика были критерии эффективности и качества процессов управления.

Факторы нормировали в соответствии с соотношением

$$x_i = \frac{X_i - X_i^0}{\Delta X_i}; \quad i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где x_i – нормированное (безразмерное) значение i -го фактора; n – количество факторов (в данном случае $n = 4$); X_i – натуральное значение i -го фактора; X_i^0 – значение i -го фактора в центре плана (соответствуют средним значениям параметров $n_{т.в}$, $n_{т.н}$, $t_{п.п}$, $t_{бл}$); ΔX_i – интервал (шаг) варьирования i -го фактор,

$$\Delta X_i = \frac{X_{i \max} - X_{i \min}}{2}. \quad (2)$$

В результате получаем следующие значения нормированных факторов: на верхнем уровне $x_i = +1$; на нижнем $x_i = -1$; в центре плана $x_i = 0$. На приведенных ниже графиках результатов вычислительного эксперимента приняты следующие обозначения: $x_1 \rightarrow n_{т.в}$; $x_2 \rightarrow n_{т.н}$; $x_3 \rightarrow t_{п.п}$; $x_4 \rightarrow t_{бл}$.

В качестве уравнений определяемых регрессий приняты квадратичные полиномы. При четырёх факторах они имеют вид:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_1^2 + b_3 x_1 x_2 + b_4 x_1 x_3 + b_5 x_1 x_4 + b_6 x_1 x_3 + b_7 x_1 x_4 + b_8 x_2 x_3 + b_9 x_2 x_4 + b_{10} x_3 x_4 + b_{11} x_1^2 + b_{12} x_2^2 + b_{13} x_3^2 + b_{14} x_4^2, \quad (3)$$

где y – функция отклика; b_j , $j = 0 \dots 14$ – коэффициенты регрессии (параметры регрессионной модели).

Количество опытов, необходимое для построения регрессионной модели (3),

$$N = 2^n + 2n. \quad (4)$$

Рассмотрим полученные результаты регрессионного анализа.

На рис. 6, а-з приведены графики, отображающие влияние параметров алгоритма управления на показатели эффективности выполнения транспортной работы.

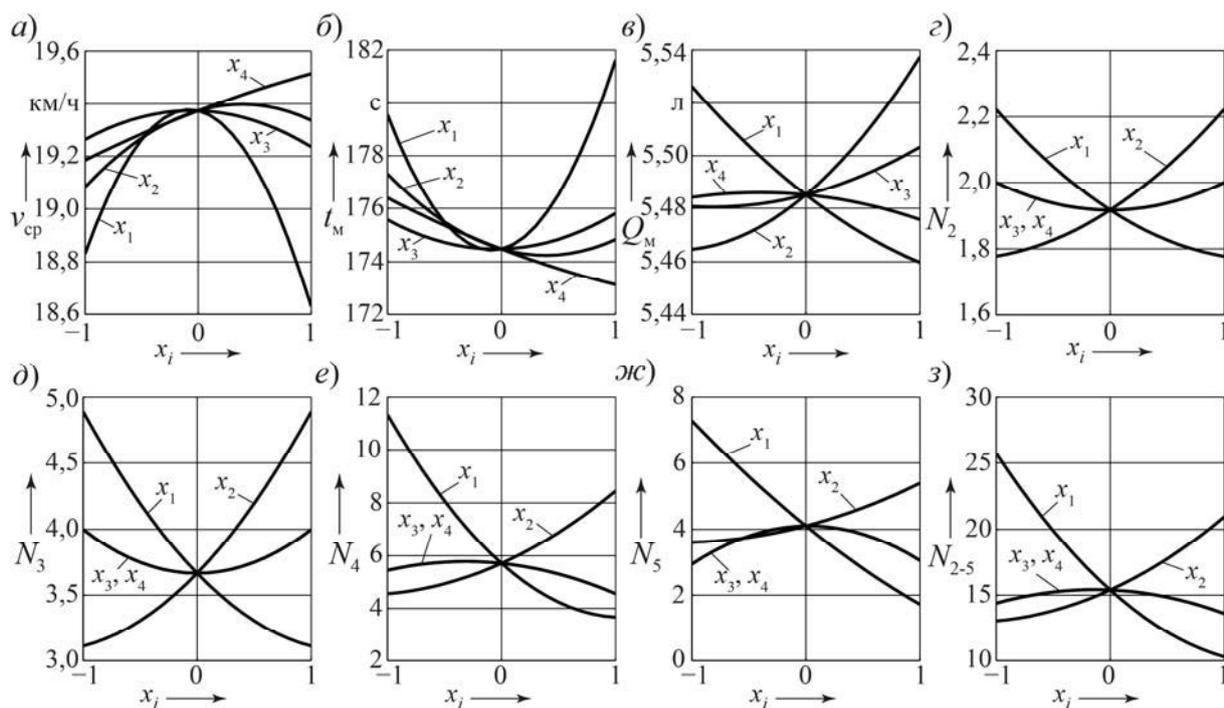


Рис. 6. Зависимости скорости (а), времени (б), расхода топлива (в), количества включений второй (з), третьей (д), четвертой (е), пятой (ж) передач и суммарного количества переключений (з) от параметров алгоритма управления x_i

Влияние факторов на среднюю скорость движения самосвала на маршруте v_{cp} показано на рис. 6, а. Наибольшее влияние на величину v_{cp} , характеризующую теоретическую производительность машины, оказывают значения $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Максимальное значение v_{cp} получается при сочетании $x_1 \approx 0$ и $x_2 \approx 0,75$, т. е. при $n_{т.в} = 1800$ об/мин и $n_{т.н} = 1450$ об/мин. Заметное влияние на v_{cp} оказывает также параметр $t_{бл}$. На рис. 6, б показано влияние факторов на время преодоления маршрута t_M . Очевидно, что графики t_M и v_{cp} хорошо согласуются между собой.

На рис. 6, в отражено влияние факторов на расход топлива Q_M , затрачиваемого на преодоление маршрута. Здесь также наибольшее влияние оказывают параметры $n_{т.в}$ и $n_{т.н}$. Наи-

меньший расход топлива достигается при сочетании $x_1 = 1$ ($n_{т.в} = 2100$ об/мин) и $x_2 = -1$ ($n_{т.н} = 1250$ об/мин). Полученные результаты, на первый взгляд, парадоксальны. Для объяснения такого результата необходима дополнительная информация. С этой целью фиксировалось количество совершаемых переключений передач на маршруте. На рис. 6, з-ж приведены количества включаемых передач (второй N_2 , третьей N_3 , четвертой N_4 , пятой N_5) на маршруте в зависимости от значений варьируемых факторов. Наиболее часто происходило включение четвертой передачи (рис. 6, е).

На рис. 6, з отображено суммарное количество переключений передач на маршруте. Как следует из этого рисунка, наибольшее влияние на количество переключений оказывает параметр $n_{т.в}$. Чем меньше значение $n_{т.в}$ и больше $n_{т.н}$, тем большее количество пере-

ключений, и наоборот, чем ниже $n_{Т.В}$ и выше $n_{Т.Н}$, тем меньше переключений. Это объясняет парадокс результата, отображаемого на рис. 6, в, – слишком частое переключение передач заставляет работать управляющую систему в переходных режимах, когда нарушается нормальное установившееся функционирование двигателя и всех механизмов трансмиссии. В результате происходит потеря энергии двигателя на изменение режимов работы механизмов трансмис-

сии. Следовательно, выбор параметров $n_{Т.В}$ и $n_{Т.Н}$ должен осуществляться на основе оптимального компромисса. Для этого проводится процедура оптимизации параметров, которая выполняется на основе использования полученных уравнений регрессий [7].

Для оценки влияния параметров управления на динамическую нагруженность механизмов автомобиля рассмотрим графики на рис. 7, а–г.

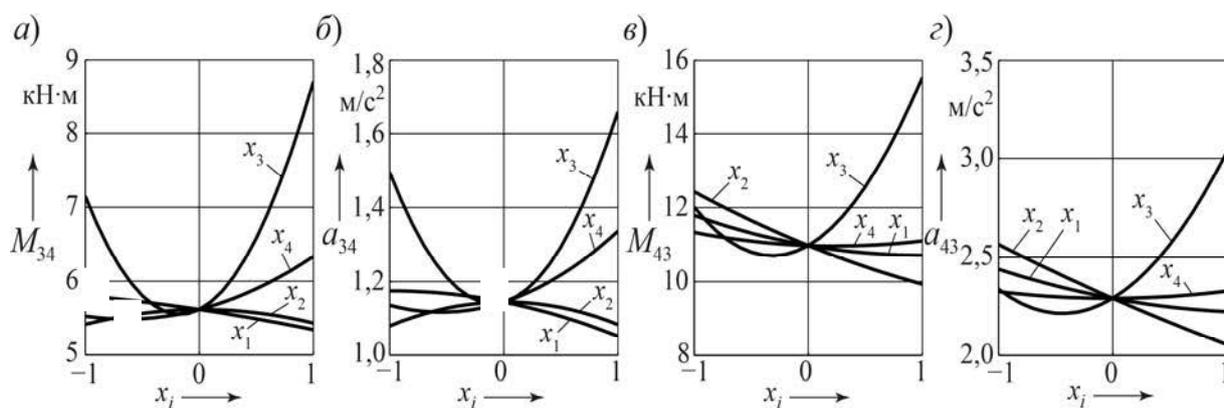


Рис. 7. Влияние параметров алгоритма управления на динамические нагрузки в трансмиссии и ускорение автомобиля

На этих графиках отображены величины размахов момента на карданном валу ΔM_{34} при переключении $3 \rightarrow 4$ и ΔM_{43} при переключении $4 \rightarrow 3$, а также соответствующие им размахи ускорения автомобиля Δa_{34} и Δa_{43} . Размах исследуемой функции определялся как разность между её максимальным и минимальным значениями в переходном процессе. Как видно из приведенных графиков, наибольшее влияние на ΔM_{34} , ΔM_{43} , Δa_{34} , Δa_{43} оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$ (x_3 на графиках). При переключении на высшую передачу наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач $t_{п.п} = 0$, а на низшую – при отрицательном пере-

крытии ($x_3 \approx -0,5$ или $t_{п.п} = -0,1$ с).

На рис. 8, а–г показаны графики зависимостей удельной мощности буксования фрикционов $P_{ф1}$, $P_{фв}$, $P_{ф3}$, $P_{фн}$, на рис. 8, д–з – удельной работы $W_{ф1}$, $W_{фв}$, $W_{ф3}$, $W_{фн}$, а на рис. 8, и–м – времени буксования $t_{ф1}$, $t_{фв}$, $t_{ф3}$, $t_{фн}$ фрикционов Φ_1 , $\Phi_в$, Φ_3 , $\Phi_н$. Наибольшее влияние на их значения оказывает время перекрытия передач $t_{п.п}$. Лучшие результаты достигаются при небольшом отрицательном перекрытии передач $t_{п.п} \approx -0,1$ с. Остальные параметры алгоритма управления почти не оказывают влияния на эти функции отклика.

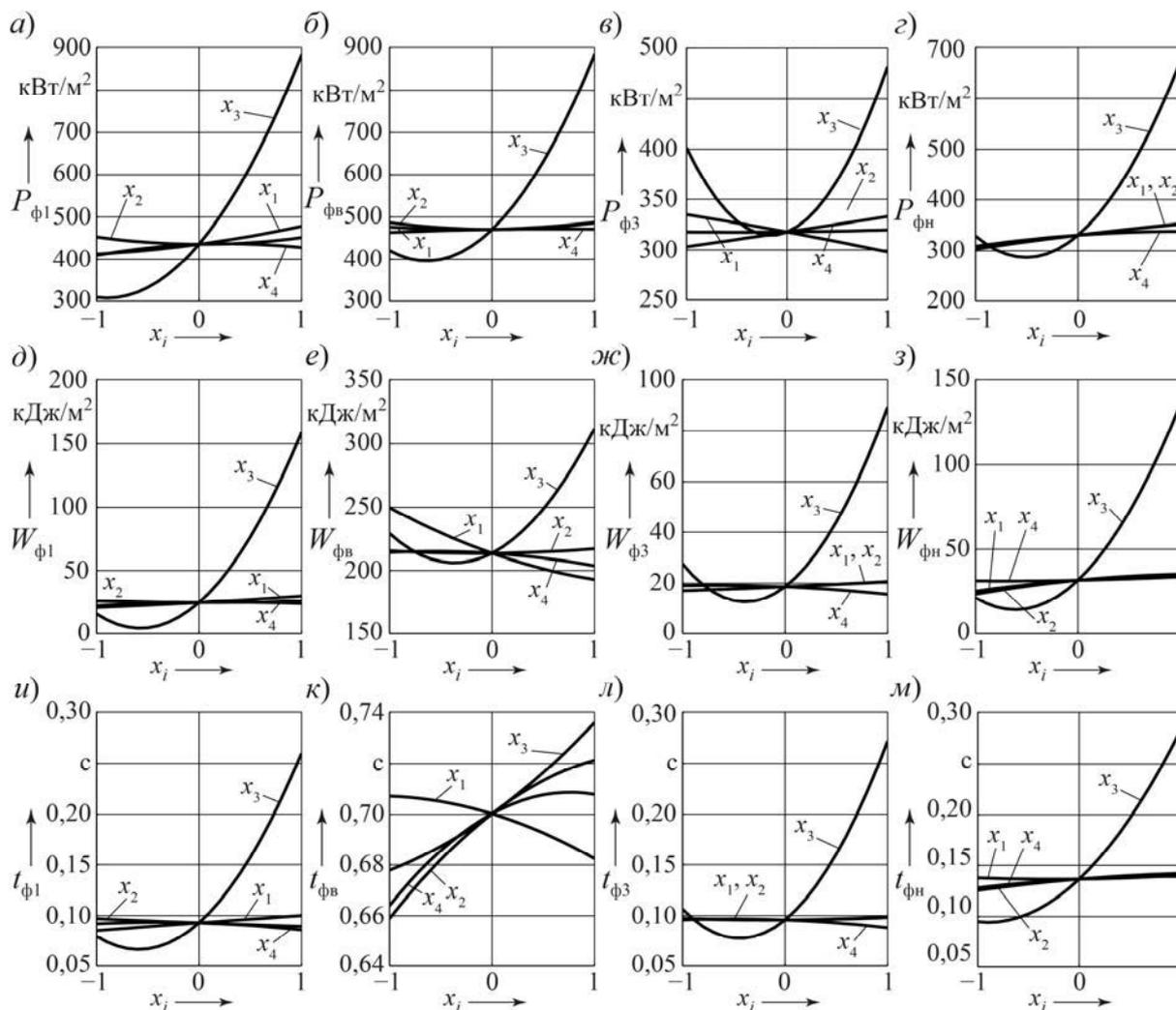


Рис. 8. Влияние параметров алгоритма управления на удельную мощность, работу и время буксования фрикционов

Влияние параметров алгоритмов управления на приращение температуры контактных поверхностей фрикционных дисков $\Delta T_{\phi 1}$, $\Delta T_{\phi в}$, $\Delta T_{\phi 3}$, $\Delta T_{\phi н}$ отражено на рис. 9, а–г, на градиенты температуры стальных дисков $\text{grad}T_{\phi 1\text{ст}}$, $\text{grad}T_{\phi в.\text{ст}}$, $\text{grad}T_{\phi 3\text{ст}}$, $\text{grad}T_{\phi н.\text{ст}}$ – на рис. 9, д–з, а дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $\text{grad}T_{\phi 1\text{МК}}$, $\text{grad}T_{\phi в.\text{МК}}$, $\text{grad}T_{\phi 3\text{МК}}$, $\text{grad}T_{\phi н.\text{МК}}$ – на рис. 9, и–м. Здесь также отмечается наибольшее влияние на показатели теплонапряжённости фрикционов

величины перекрытия передач $t_{п.п}$. Наименьшая теплонапряжённость достигается при небольшом отрицательном перекрытии передач.

Полученные результаты исследования физических свойств механизмов управления переключением передач и их влияния на динамическую нагруженность трансмиссии и на теплонапряжённость фрикционов используются при проектировании ГМП и доводке её конструкции, а также для обоснованного выбора параметров алгоритма управления и конструктивных элементов трансмиссии. Информация о макси-

мальных значениях удельной мощности и удельной работы буксования необходима для определения параметров фрикционов (наружного и внутреннего

радиусов фрикционных дисков, толщины дисков, числа пар трения, давления на поверхностях трения дисков и др.).

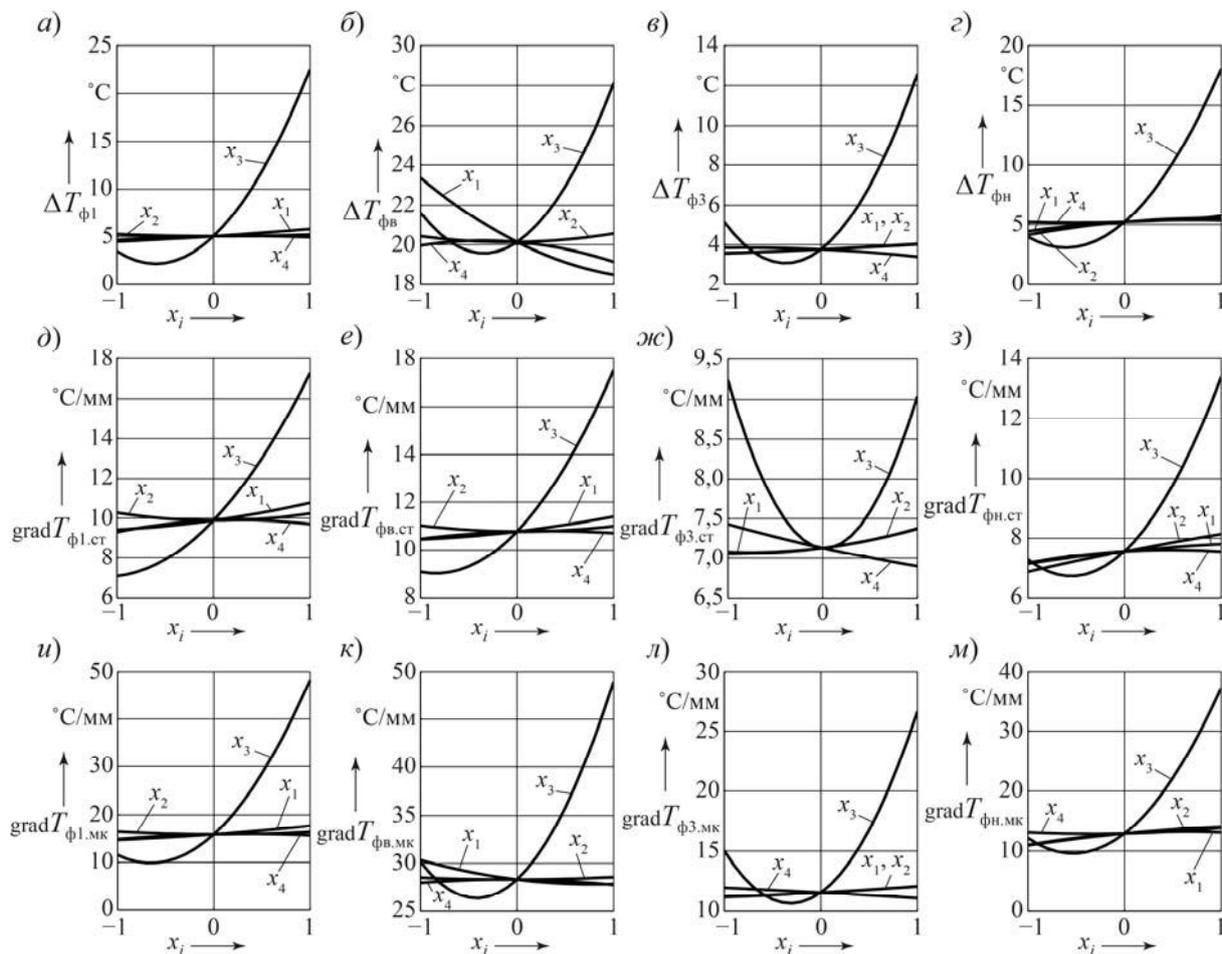


Рис. 9. Влияние параметров алгоритма управления на температуру нагрева поверхностей трения дисков фрикциона и градиенты температуры стальных дисков и дисков с фрикционными накладками

Выводы

1. На основе математического моделирования процесса движения самосвала с мехатронной системой автоматического управления гидромеханической передачей в карьерных условиях проведены исследования влияния параметров алгоритма управления переключением передач на эффективность выполнения транспортной работы самосвала, на динамическую нагруженность механизмов трансмиссии и теплонапряжённость фрикционов.

2. Установлено, что на среднюю скорость движения и расход топлива оказывают наибольшее влияние пороговые значения характеристик переключения передач, что обусловлено не только рациональным использованием энергии двигателя, но и частотой переключения передач. Чем чаще переключаются передачи на маршруте, тем выше потери энергии двигателя в переходных процессах, что приводит к снижению средней скорости движения и увеличению расхода топлива. Выбор пороговых значений характеристик переключения передач

должен осуществляться на основе оптимального компромисса между показателями эффективности.

3. На динамические нагрузки трансмиссии и теплонапряжённость фрикционов наибольшее влияние оказывает время перекрытия передач. При переключениях на высшие передачи наилучшие результаты получаются при нулевом перекрытии передач, а на низ-

шие – при небольшом отрицательном перекрытии и своевременном разблокировании гидротрансформатора.

4. Полученная информация о теплонапряжённости фрикционов необходима для совершенствования их конструкции и обоснованного выбора параметров алгоритма управления переключением передач.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 68–80.
2. **Тарасик, В. П.** Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 38–49.
3. **Тарасик, В. П.** Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 50–61.
4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
5. **Тарасик, В. П.** Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 107–117.
6. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование переключения передач с перекрытием характеристик управления / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 7. – С. 10–18.
7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 5 июня 2018 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45.

Роман Владимирович Плякин, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-28-30.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.

Roman Vladimirovich Pliakin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-28-30.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.313.3

А. А. Корнеев, А. С. Третьяков, О. А. Капитонов

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ВЕНТИЛЬНО-ИНДУКТОРНОГО ПРИВОДА

UDC 621.313.3

A. A. Karneyeu, A. S. Tretsiakou, O. A. Kapitonov

PROSPECTS FOR THE DEVELOPMENT OF SWITCHED RELUCTANCE DRIVE

Аннотация

Рассматриваются перспективы развития вентильно-индукторных приводов (ВИП). В результате анализа публикаций были определены следующие направления развития: совершенствование систем управления; обеспечение работы в аварийном режиме; создание приводов без датчика положения ротора; создание приводов с независимым возбуждением.

Ключевые слова:

вентильно-индукторный привод с самовозбуждением, законы управления, аварийные режимы работы, бездатчиковое управление, вентильно-индукторный привод с независимым возбуждением.

Abstract

The paper considers the prospects for the development of switched reluctance drives (SRDs). As a result of the analysis of publications, the areas of the development were identified, i.e. improving control systems, ensuring emergency operation, developing drives without a rotor position sensor, as well as drives with independent excitation.

Keywords:

switched reluctance motor with self-excitation, control laws, emergency operation modes, sensorless control, switched reluctance motor with independent excitation.

Введение

С развитием силовой электроники конструкторы вновь обратили внимание на вентильно-индукторные приводы (рис. 1), конструкция которых была описана еще в конце 30-х гг. XIX в. [1]. С 1980-х гг. до нашего времени наблюдается значительный рост публикаций на данную тему. Конструкция вентильно-индукторного привода с самовозбуждением включает в себя явнополюсный безобмоточный ротор, выполненный из листов электротехнической стали, явнополюсный статор с обмотками,

датчик положения ротора, преобразователь частоты, систему управления. Интерес к данным приводам вызван простотой их конструкции, высокой надежностью, хорошими массогабаритными показателями, малым моментом инерции, возможностью работы на высоких скоростях, возможностью работы при оборванной фазе. Однако у таких приводов имеется ряд недостатков: невозможность работы без преобразователя; вибрации и пульсирующий момент; наличие датчика положения ротора; отсутствие возможности использования стандартных силовых модулей, разра-

ботанных для существующих двигателей. Развитие вентильно-индукторных приводов (ВИП) заключается в полном

либо частичном устранении недостатков. Цель работы: определение перспектив развития ВИП.



Рис. 1. Вентильно-индукторный привод

Перспективы развития

Можно выделить следующие перспективы развития ВИП:

- совершенствование законов управления;
- обеспечение работы при аварийных режимах;
- создание бездатчиковых систем управления;
- создание приводов с независимым возбуждением.

Совершенствование законов управления

Совершенствование законов управления может позволить уменьшить пульсации момента, улучшить эффективность преобразования энергии. Методы управления ВИП можно разделить

на два вида [2]: управление средним значением момента и управление мгновенным значением момента. Совершенствование законов управления происходит за счет регулирования таких параметров, как напряжение, ток, углы подачи и снятия напряжения с фазы.

Управление средним значением момента подразумевает неконтролируемое изменение момента за время работы фазы. Управление осуществляется за счет регулирования значения токовой отсечки, углов подачи и снятия напряжения с фазы. Оптимизация данного вида управления позволяет уменьшить пульсации момента, увеличить эффективность преобразования энергии.

Суть метода можно рассмотреть на примере микроконтроллерной системы управления ВИП [3]. При запуске и на низких скоростях двигатель работает

в режиме токоограничения. Управление осуществляется за счет регулирования токовой отсечки, углов подачи и снятия напряжения с фазы. На высоких скоростях двигатель работает в одноимпульсном режиме, где управление осуществляется только за счет регулирования углов подачи и снятия напряжения с фазы. Микроконтроллерное управление ВИП может реализовываться с помощью обратной связи по скорости, обратной связи по моменту, комбинированной обратной связи по моменту и скорости. Микроконтроллер также отвечает за запуск двигателя, согласование режимов работы.

Управление мгновенным моментом основано на создании за время работы фазы момента определенной формы, что осуществляется за счет создания тока определенной формы. Оптимизация данного вида управления может использоваться для уменьшения пульсаций момента, для увеличения энергетической эффективности работы двигателя.

Суть управления мгновенным моментом излагается в [4]. В частности, описывается подход к достижению минимального среднеквадратичного значения тока фазы при заданном среднем значении момента. Данный подход основан на поиске оптимальной формы тока, протекающего в фазе, при заданной выходной мощности и скорости, а также при ограниченном напряжении питания и ограниченном максимальном значении тока. Моделирование показывает, что применение такого метода позволяет значительно увеличить среднее значение момента на низких скоростях, не увеличивая потребление энергии. Негативным фактором является возрастание уровня пульсаций.

Обеспечение работы при аварийных режимах

В ряде случаев, например во время полета самолета, нет возможности для

проведения ремонта вышедшего из строя оборудования. В такой ситуации высоко ценится возможность продолжения работы в аварийном режиме. Благодаря своей конструкции вентильно-индукторный привод может работать при выходе из строя одной или нескольких фаз (в зависимости от конструкции двигателя). Однако для работы в аварийных режимах система управления должна получать детальную информацию о неисправностях, чтобы выбрать верный алгоритм управления. В [5] рассматриваются методы определения неисправностей.

Перечислим возможные неисправности в двигателе:

- разрыв цепи в одной из обмоток фазы;
- короткое замыкание на стороне одной из обмоток фазы;
- ротор сдвинут от центра (не центрирован в статоре), что приводит к разному воздушному зазору.

Для определения вышеуказанных неисправностей в [6] было предложено использовать дополнительную пару обмоток (рис. 2).

Асимметричная трехфазная силовая схема преобразователя изображена на рис. 3. В плече данной схемы присутствуют два силовых транзистора и два шунтирующих диода. Например, в плече с катушкой L1 находятся транзисторы VT1, VT2 и диоды VD1, VD2.

Определим возможные неисправности, связанные с транзисторами и шунтирующими диодами:

- пробой верхнего или нижнего транзистора;
- несрабатывание верхнего или нижнего транзистора, т. е. постоянное нахождение в разомкнутом состоянии;
- одновременный пробой верхнего и нижнего транзисторов;
- короткое замыкание либо размыкание цепи по причине выхода из строя шунтирующих диодов.

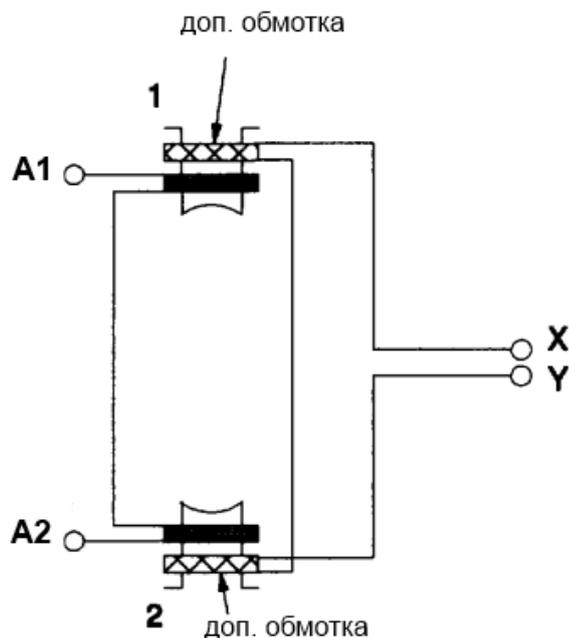


Рис. 2. Дополнительная пара обмоток

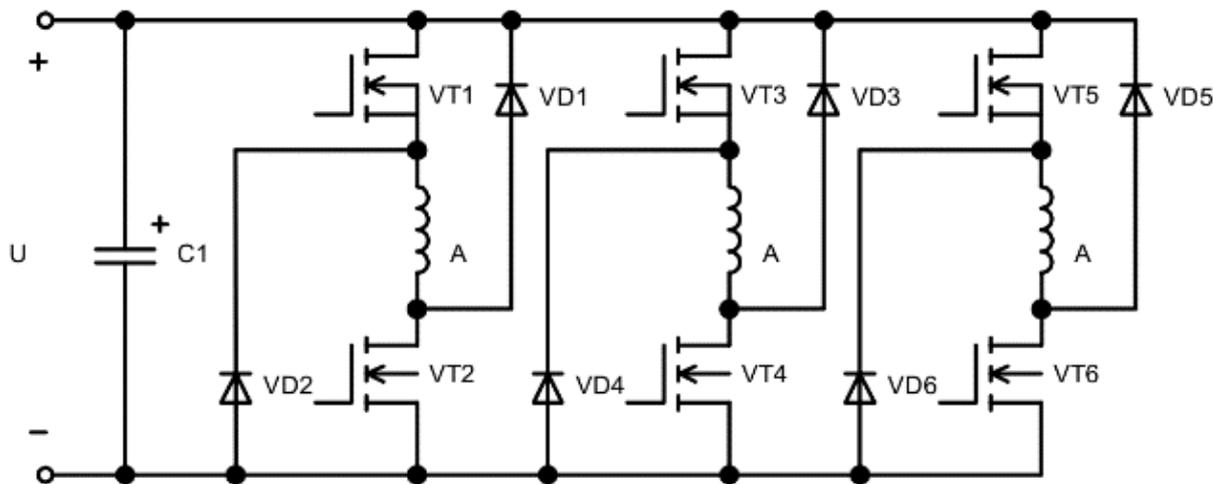


Рис. 3. Асимметричная трехфазная силовая схема

В [7] были предложены два метода диагностики неполадок силовой схемы преобразователя. Суть методов заключается в определении значения тока в режиме реального времени в определенной точке силовой схемы. Далее происходит обработка результата и указание места неисправности при её наличии.

Создание бездатчиковых систем управления

Определение позиции ротора – неотъемлемая часть системы управления ВИП. Возбуждение фаз двигателя должно быть синхронизировано с положением ротора для эффективного управления скоростью, моментом и пульсациями

момента. С этой целью в ВИП используется датчик положения ротора. Однако применение датчика положения ротора усложняет систему управления, увеличивает стоимость привода и уменьшает надежность всей системы. В [8] описаны различные бездатчиковые методы управления ВИП. Рассмотрим данные методы управления.

Методы, которые требуют применения дополнительных внешних схем.

В [9] описываются два способа определения положения ротора с использованием дополнительных внешних схем, однако без применения датчика положения ротора. Эти способы основаны на методах модуляции, которые обычно используются в системах связи. Мгновенное значение индуктивности в неработающей фазе определяется в кодированном виде с помощью модулятора, представляющего из себя дополнительную электронную схему. Далее сигнал декодируется и, в зависимости от значения индуктивности, определяется положение ротора. Таким образом описываются методы модуляции для определения положения ротора и их реализация с помощью схемы с использованием микроконтроллера.

Методы, определяющие положение ротора по заранее определенным магнитным характеристикам двигателя. Для всех ВИП существуют свои уникальные соотношения потокосцепления, тока в фазе и положения ротора.

В [10] предлагается высокоточный бездатчиковый метод определения положения ротора, использующий значение потокосцепления, тока для определения положения ротора. Алгоритм определения положения ротора использует нелинейные магнитные характеристики ВИП, т. е. заранее установленные зависимости тока, потокосцепления и положения ротора. Модель определения положения достаточно проста и точна, что способствует малой потребности в расчетах в режиме реального времени. Также был предложен способ

определения наиболее подходящей фазы для определения положения ротора в случае, когда более чем одна фаза проводит ток. Результаты моделирования и экспериментов были представлены и подтвердили работоспособность данного алгоритма.

Бездатчиковые методы управления ВИП, основанные на моделях.

Метод, основанный на использовании наблюдателей состояния. Данный метод применяется в [11], где описываются наблюдатели состояния, включая ряд наблюдателей состояния повышенной сложности, использующих значения тока и напряжения в фазе. Были продемонстрированы численное моделирование и результаты экспериментов, которые подтверждают стабильную работу этого метода.

В [12] рассматривается метод бездатчикового управления на малых скоростях либо при остановке. Суть заключается в том, что токовый синусоидальный сигнал высокой частоты (600 Гц) подается на фазу двигателя. Далее измеряется значение напряжения и оценивается мощность сигнала. Затем мощность сигнала сравнивается с заранее определенными, хранящимися в памяти значениями сигнала, соответствующими различным положениям ротора. Значение напряжения зависит от положения ротора. Работоспособность данного метода подтверждается результатами эксперимента.

В [13] рассматривается бездатчиковый метод управления ВИП, основанный на индукционной модели.

В предложенном методе измеряются параметры только активной фазы. Метод не требует дополнительного внешнего оборудования. Ожидается, что надежность схемы будет высокая, а стоимость не увеличится. Предварительное исследование показывает, что с применением данного метода можно определить положение ротора с высокой точностью на широком диапазоне скоростей. Представлены теоретические

основы вышеуказанного бездатчикового метода, а также результаты моделирования в Matlab-Simulink.

Создание приводов с независимым возбуждением

Помимо традиционных вентильно-индукторных приводов с самовозбуждением, существуют вентильно-индукторные привода с независимым возбуждением, которые рассматриваются в [14]. В отличие от ВИП с самовозбуждением данная машина изготавливается из двух или более пакетов, между которыми устанавливается обмотка возбуждения. Обмотка статора может быть как распределенной, так и сосредоточенной. Ротор и статор выполняются из листов электротехнической стали.

В сравнении с ВИП с самовозбуждением данная конструкция имеет ряд преимуществ: малые пульсации момента; возможность применения векторного управления; возможность использования стандартного трехфазного инвертора. Также у ВИП с независимым возбуждением хорошие массогабаритные показатели, большая зона постоянства мощности. Однако данный привод имеет ряд недостатков: он более сложен в изготовлении из-за наличия обмотки возбуждения; может возникнуть проблема с отводом тепла от обмотки возбуждения; существует поток возбуждения, проходящий через подшипниковый щит и подшипник, что приводит к преждевременному выходу из строя подшипника из-за вихревых токов.

Применение ВИП

ВИП применяются в различных областях [15]: транспорт, горнодобывающая техника, станкостроение, насосное, компрессорное оборудование, конвейеры.

Примером применения ВИП на транспорте является ВИП в составе электромеханической трансмиссии бульдозерно-рыхлительного агрегата ДЭТ-400 [16]. Данный бульдозер серийно производится на Челябинском тракторном заводе. Вентильно-индукторный привод был разработан на ООО «НПП «Эметрон».

По заявлениям производителей при увеличении мощности в данной модели было использовано на 500 кг меди меньше по сравнению с предыдущей моделью ДЭТ-320. Также уменьшились на 10...15 % массогабаритные характеристики. Отмечается лучшая ремонтнопригодность. Для замены перегоревшей катушки статора двигателя нет необходимости демонтировать соседние. Электропривод имеет хорошую тяговую характеристику на всем тяговом диапазоне.

В [17] показан успешный опыт применения вентильно-индукторного привода с независимым возбуждением (ВИП НВ) в качестве тягового электропривода на макетном образце транспортного средства. Макетный образец имеет массу 22 т, восемь ВИП НВ по 35 кВт каждый и двигатель внутреннего сгорания 300 кВт обеспечивают индивидуальный привод колес.

Выводы

Перспективы развития ВИП заключаются в совершенствовании законов управления, обеспечении работы при аварийных режимах, создании бездатчиковых систем управления и приводов с независимым возбуждением. Результатом развития ВИП может стать улучшение его характеристик, повышение надежности, уменьшение стоимости, а также расширение сферы применения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Miller, T. J. E.** Switched Reluctance Motor and Their Control / T. J. E. Miller. – Oxford : Magna Physics Publishing and Clarendon Press, 1993. – 205 p.
2. **Корнеев, А. А.** Возможность применения вентильно-индукторных приводов в подъемных установках / А. А. Корнеев, А. П. Сериков // Информационные технологии и системы 2017 (ИТС 2017) : материалы Междунар. науч. конф. – Минск : БГУИР, 2017. – С. 32–33.
3. Microcomputer control of switched reluctance motor / B. K. Bose [et al.] // IEEE Trans. Ind. Applicat. – 1986. – Vol. IA-22. – P. 708–715.
4. **Lovatt, H. C.** Computer-optimized current waveforms for switched-reluctance motors / H. C. Lovatt, J. M. Stephenson // Proc. Inst. Elect. Eng. Power Applicat. – 1994. – Vol. 141, № 2. – P. 45–51.
5. **Корнеев, А. А.** Неразрушающий контроль вентильно-индукторных приводов с применением компьютерных технологий / А. А. Корнеев, А. С. Третьяков, А. П. Сериков // Современные методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов : сб. ст. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – С. 492–495.
6. **Stephens, C. M.** Fault detection and management system for fault tolerant switched reluctance motor drives / C. M. Stephens // IAS Annu. Meeting. – 1989. – P. 574–578.
7. **Chen, H.** Fault Diagnosis Digital Method for Power Transistors in Power Converters of Switched Reluctance Motors / H. Chen, S. Lu // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2013. – Vol. 60, № 2. – P. 749–763.
8. **Ehsani, M.** Elimination of position sensors in switched reluctance motor drives: state of the art and future trends / M. Ehsani, B. Fahimi // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2002. – Vol. 49, iss. 1. – P. 40–47.
9. New modulation encoding technique for indirect rotor position sensing in switched reluctance motors / M. Ehsani [et al.] // IEEE Trans. Ind. Applicat. – 1994. – Vol. 30. – P. 584–588.
10. **Lopez, G.** High-grade position estimation for SRM drives using flux linkage/current correction model / G. Lopez, P. C. Kjaer, T. J. E. Miller // IEEE-IAS Annu. Meeting. – 1998. – Vol. 1. – P. 731–738.
11. **Lumsdaine, A.** State observers for variable reluctance motors / A. Lumsdaine, J. H. Lang // IEEE Trans. Ind. Applicat. – 1990. – Vol. 37. – P. 133–142.
12. Sensorless control of a SRM at low speeds and standstill based on signal power measurement / A. Brosse [et al.] // IEEE IECON'98. – 1998. – P. 1538–1543.
13. Inductance based position encoding for sensorless SRM drives / G. Suresh [et al.] // IEEE PESC'99. – 1999. – Vol. 2. – P. 832–837.
14. **Козаченко, В. Ф.** Вентильно-индукторный электропривод с независимым возбуждением для тягового применения / В. Ф. Козаченко, М. М. Лашкевич // Электротехнические и компьютерные системы. – 2011. – № 3. – С. 138–139.
15. **Птах, Г. К.** Вентильно-индукторный реактивный электропривод средней и большой мощности: зарубежный и отечественный опыт / Г. К. Птах // Электротехника. – 2015. – Т. 2, № 3. – С. 23–33.
16. Челябинский тракторный завод. Бульдозерно-рыхлительный агрегат ДЭТ-400 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://chtz-uraltrac.ru/catalog/items/198.php>. – Дата доступа: 30.05.2018.
17. **Козаченко, В. Ф.** Электротрансмиссия на базе вентильно-индукторного двигателя с независимым возбуждением / В. Ф. Козаченко, В. Н. Остриров, М. М. Лашкевич // Электротехника. – 2014. – № 2. – С. 54–60.

Статья сдана в редакцию 4 июня 2018 года

Алексей Анатольевич Корнеев, аспирант, Белорусско-Российский университет.
E-mail: alex06by@gmail.com.

Артем Сергеевич Третьяков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: loggie121@gmail.com.

Олег Александрович Капитонов, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

Aliaksei Anatolyevich Karneyeu, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: alex06by@gmail.com.

Artsiom Sergeyevich Tretsiakou, senior lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: loggie121@gmail.com.

Oleg Aleksandrovich Kapitonov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

УДК 621.365:66

Т. С. Ларькина, В. В. Льготчиков, Г. С. Ленеvский

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ ИДЕНТИФИКАЦИОННЫЙ МЕТОД ДЛЯ СИСТЕМЫ КОСВЕННОГО ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА ЖИДКОСТИ

UDC 621.365:66

T. S. Larkina, V. V. Lgotchikov, G. S. Lenevsky

PARAMETRIC IDENTIFICATION METHOD FOR THE SYSTEM OF INDIRECT INDUCTION HEATING OF A LIQUID

Аннотация

Для достижения оптимальных технологических и энергетических параметров системы косвенного индукционного нагрева жидкости отмечен интерес к исследованиям конвективных течений, опосредованно инициированных локализованным индукционным нагревом в неоднородно нагретых слоях жидкости. Показан один из возможных вариантов параметрического идентификационного метода для рассматриваемой системы. Предложены математическое описание теплового баланса, схемы для исследований параметров опосредованного локализованного нагрева жидкости и тепловых потоков и блок-схема алгоритма управления системой.

Ключевые слова:

индукционный нагрев, установка для термической обработки продуктов питания, алгоритм, управление, косвенный, индукционный, нагрев, жидкость, система нагрева, локализованный источник нагрева, локализованный нагрев.

Abstract

To achieve optimal technological and energy parameters of the system for indirect induction heating of a liquid, an interest in the studies of convective currents initiated indirectly by localized induction heating in inhomogeneously heated layers of a liquid was noted. One of the possible variants of the parametric identification method for the system under consideration is shown. A mathematical description of heat balance, schemes for studying the parameters of indirect induction heating of liquids and heat flows are proposed, as well as a block diagram of the algorithm for controlling the system.

Keywords:

induction heating, installation for heat treatment of food products, algorithm, control, indirect, induction, heating, liquid, heating system, localized heating source, localized heating.

В настоящее время системы индукционного нагрева широко используются в промышленности, потому что они обеспечивают безопасность, чистоту, лучшую производительность и более высокую эффективность по сравнению с классическими электронагревательными системами.

С развитием силовой электроники и микропроцессорной техники возможны достижение более высокой температуры и более точный контроль темпера-

турных режимов и мощностных показателей нагреваемого объекта.

Типовая система косвенного индукционного нагрева жидкости состоит в основном из [1]:

- индуктора;
- источника питания;
- преобразователя частоты;
- устройства силового ввода;
- системы охлаждения;
- блока ввода и индикации;
- системы контроля и управления.

Источник питания ставит целью гарантировать достаточную энергию для поддержания всего процесса нагрева.

Преобразователь частоты является одним из ключевых элементов. Выбор частоты очень важен, чтобы определить текущее распределение в нагреваемом объекте, а затем результат нагрева. Диапазон используемых частот начинается от 50 Гц (промышленная частота) до десятков мегагерц. По этой причине многие исследователи работают над оптимизацией такого типа преобразования.

В настоящее время с развитием силовой электроники можно найти множество решений для достижения наилучших показателей частоты и тока, требуемых для процесса косвенного индукционного нагрева жидкости [1–3].

Группа конденсаторов требуется для того, чтобы установить коэффициент мощности $\cos\phi$, по возможности, как можно ближе к 1.

Существует множество форм и конфигураций индукторов для различного назначения и применения. Это дает возможность реализовать множество видов локализованного или специального нагрева для простых и сложных нагревательных систем.

Конструкция катушки очень важна для эффективности процесса индукционного нагрева.

Чтобы достичь желаемого эффекта нагрева, важным моментом является правильное проектирование катушки индуктивности. Вначале необходимо определить, где должно вырабатываться тепло в системе нагрева, а затем выбрать геометрическую форму катушки.

Дроссели с водяным охлаждением позволяют использовать очень высокую мощность для работы с малыми и дешевыми катушками для быстрого и эффективного нагрева. Хорошая оценка параметров системы охлаждения на этапе проектирования системы косвенного индукционного нагрева жидкости имеет важное значение для увеличения срока службы индуктора и безопасности про-

цесса в целом [4].

На рис. 1 показаны типовые области применения индукционного нагрева [5].

На рис. 2 представлена условная схема теплообмена в изотермическом контейнере с жидкостью, нагреваемой косвенным способом от индукционной плиты.

На рис. 2 приняты следующие обозначения:

$q_1(x, t)$ – нагрев дна и боковых стенок изотермического загрузочного контейнера индукционной плитой;

$q_2(x, t)$ – тепловой поток от дна и боковых стенок изотермического контейнера в жидкость;

$q_3(x, t), q_4(x, t)$ – тепловой поток, характеризующий теплообмен между стенками изотермического загрузочного контейнера и жидкостью;

$q_5(x, t), q_6(x, t), q_7(x, t)$ – тепловой поток от боковых стенок и крышки изотермического загрузочного контейнера в окружающую среду.

Количество тепла, которое расходуется на нагрев жидкости в контейнере, можно представить как сумму отдельных статей расхода тепла, которое выделяется вследствие различных процессов, протекающих в системе. Тем не менее основная доля энергии вносится внутренними источниками тепла, индуцируемыми электромагнитным полем индуктора.

Тепловой баланс системы косвенного индукционного нагрева жидкости можно представить следующим образом [6]:

$$V_{жс} \cdot C_{жс} \cdot t_n + Q_{нагр} - V_{жс} \cdot C_{жс} \cdot t_k - Q_{потерь} = 0, \quad (1)$$

где $V_{жс}$ – объем жидкости, нагреваемой в изотермическом загрузочном контейнере; $C_{жс}$ – теплоемкость жидкости; t_n, t_k – начальная и конечная температуры жидкости; $Q_{нагр}$ – количество тепла, выделяемое индукционной плитой; $Q_{потерь}$ – количество потерь тепла системой в окружающую среду.

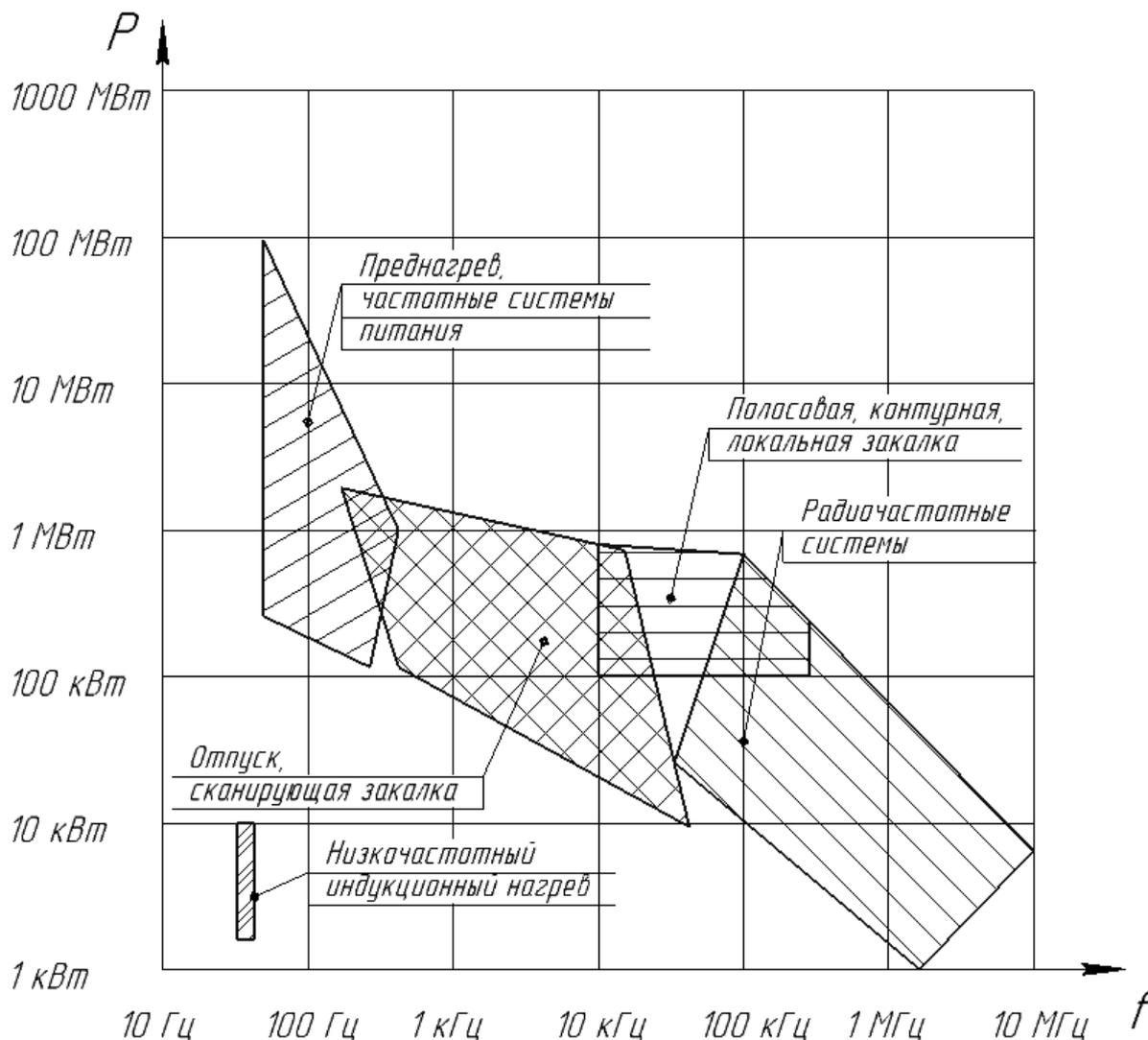


Рис. 1. Мощность и частота для различных областей применения индукционного нагрева

Данное уравнение теплового баланса решим относительно конечной температуры нагрева жидкости t_k :

$$t_k = \frac{V_{жс} \cdot C_{жс} \cdot t_n + Q_{нагр} - Q_{потерь}}{V_{жс} \cdot C_{жс}}. \quad (2)$$

Для определения составляющих уравнения теплового баланса рассматриваемой системы косвенного индукционного нагрева жидкости наиболее значимым является исследование мощностей, передачи и распределения энергии опосредованно в жидкость.

Сложную и интересную для исследования систему представляют кон-

вективные течения в неоднородно нагретых слоях жидкости в системе косвенного индукционного нагрева жидкости.

Течения, которые опосредованно инициированы локализованным индукционным нагревом, особо интересны. К образованию более крупного течения в форме тороидальной конвективной ячейки приводит подобного рода локализованный нагрев. Вторичные, более мелкие по масштабам структуры формируются в области нагрева в пограничном температурном слое. Данные процессы оказывают весьма сильное влияние на процессы теплообмена

носа [7].

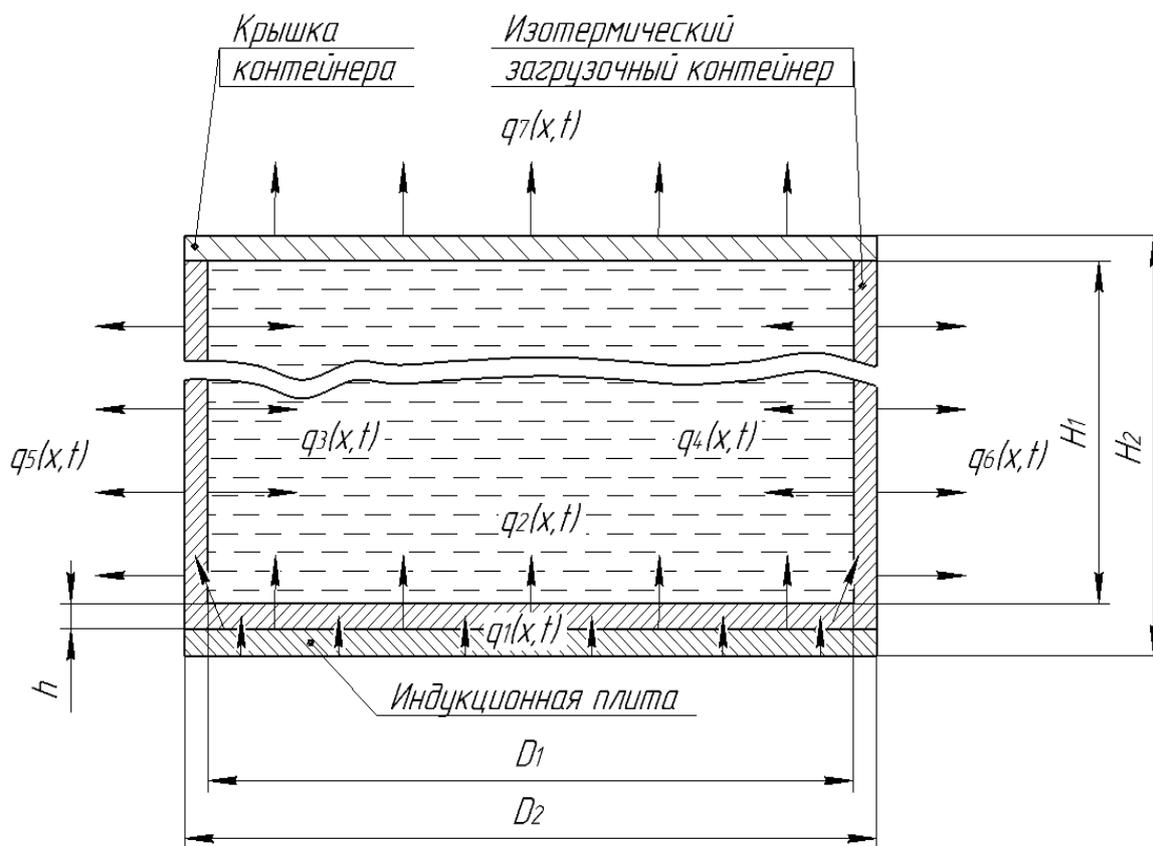


Рис. 2. Схема тепловых потоков рассматриваемой системы (изображение показано условно)

Для исследования и определения параметров опосредованного локализованного нагрева жидкости в системе косвенного индукционного нагрева предложена схема, представленная на рис. 3.

На данной схеме приняты следующие допущения – пренебрегли потерями тепла системой в окружающую среду.

Математическое описание вышеуказанной системы можно представить следующим образом:

$$u_u(t) = i_u R_u + L_u \frac{di_u}{dt} + W_u \frac{d\Phi}{dt}; \quad (3)$$

$$0 = i_{em} R_{em} + W_{em} \frac{d\Phi}{dt}, \quad (4)$$

где R_{em} – функция частоты, тока индуктора.

Баланс мощности будет представлен как

$$(i_{em}^2 R_{em} + i_u^2 R_u) dt = c m dQ + A dQ. \quad (5)$$

Умножим каждую сторону уравнения (3) на $1/R_u$, а уравнения (4) – на $1/R_{em}$. Получим

$$\frac{u_u(t)}{R_u} = i_u + T_u \frac{di_u}{dt} + \frac{W_u}{R_u} \frac{d\Phi}{dt}; \quad (6)$$

$$0 = i_{em} + \frac{W_{em}}{R_{em}} \frac{d\Phi}{dt}. \quad (7)$$

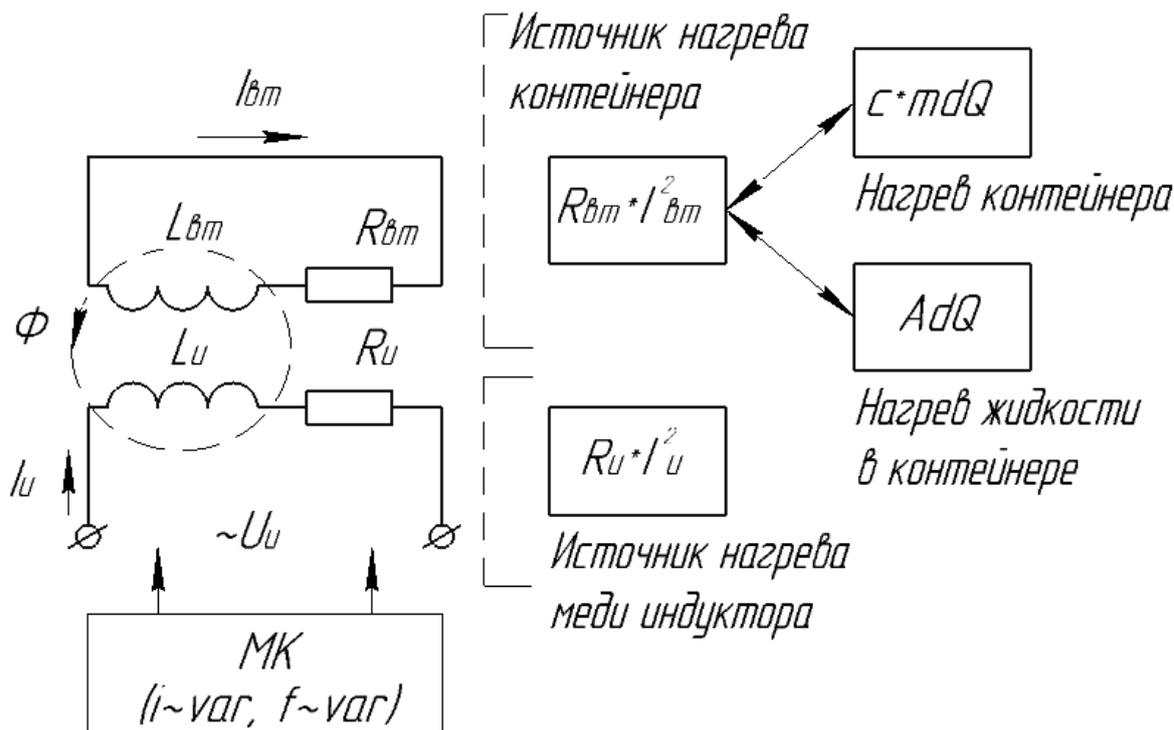


Рис. 3. Схема для исследования и определения параметров опосредованного локализованного нагрева жидкости

Просуммируем уравнения (6) и (7). В результате

$$\frac{u_u(t)}{R_u} = i_u + i_{em} + T_n \frac{di_u}{dt} + \left(\frac{W_u}{R_u} + \frac{W_{em}}{R_{em}} \right) \frac{d\Phi}{dt}. \quad (8)$$

Сделаем данное уравнение более удобочитаемым. Тогда полные потери примут следующий вид:

$$i_{em}^2 R_{em} + i_u^2 R_u = \Delta P. \quad (9)$$

Величина, характеризующая передачу энергии в жидкость,

$$\Delta P_{em}(t) = cm \frac{dQ_{em}}{dt} + A\alpha dQ_{em}. \quad (10)$$

Идентификацию параметров и общее оптимальное управление систе-

мой косвенного индукционного нагрева жидкости выполняет микроконтроллер.

На рис. 4 показана блок-схема алгоритма управления системой косвенного индукционного нагрева жидкости с учетом управляющих и возмущающих параметров.

На блок-схеме также отмечены параметры для каждого процесса, которые могут быть в некоторой степени изучены независимо от иных протекающих процессов.

Входными параметрами системы исследования являются ток и частота, которые определяют энергию, подаваемую на катушку.

Форма и материал катушки в сочетании с геометрическими и физическими параметрами изотермического контейнера будут влиять на электромагнитное поле, определяемое уравнениями Максвелла с принятыми граничными условиями.

При вычислении вихревого тока

из уравнений Максвелла потери на активном сопротивлении индуктора могут быть получены как результат нагрева.

Модуль передачи тепла передает информацию о температурном поле, генерируемом токовым входом. Для по-

лучения подповерхностного косвенно нагретого слоя жидкости система охлаждения помогает сформировать температурное поле, контролируя время и положение охлаждения [9].

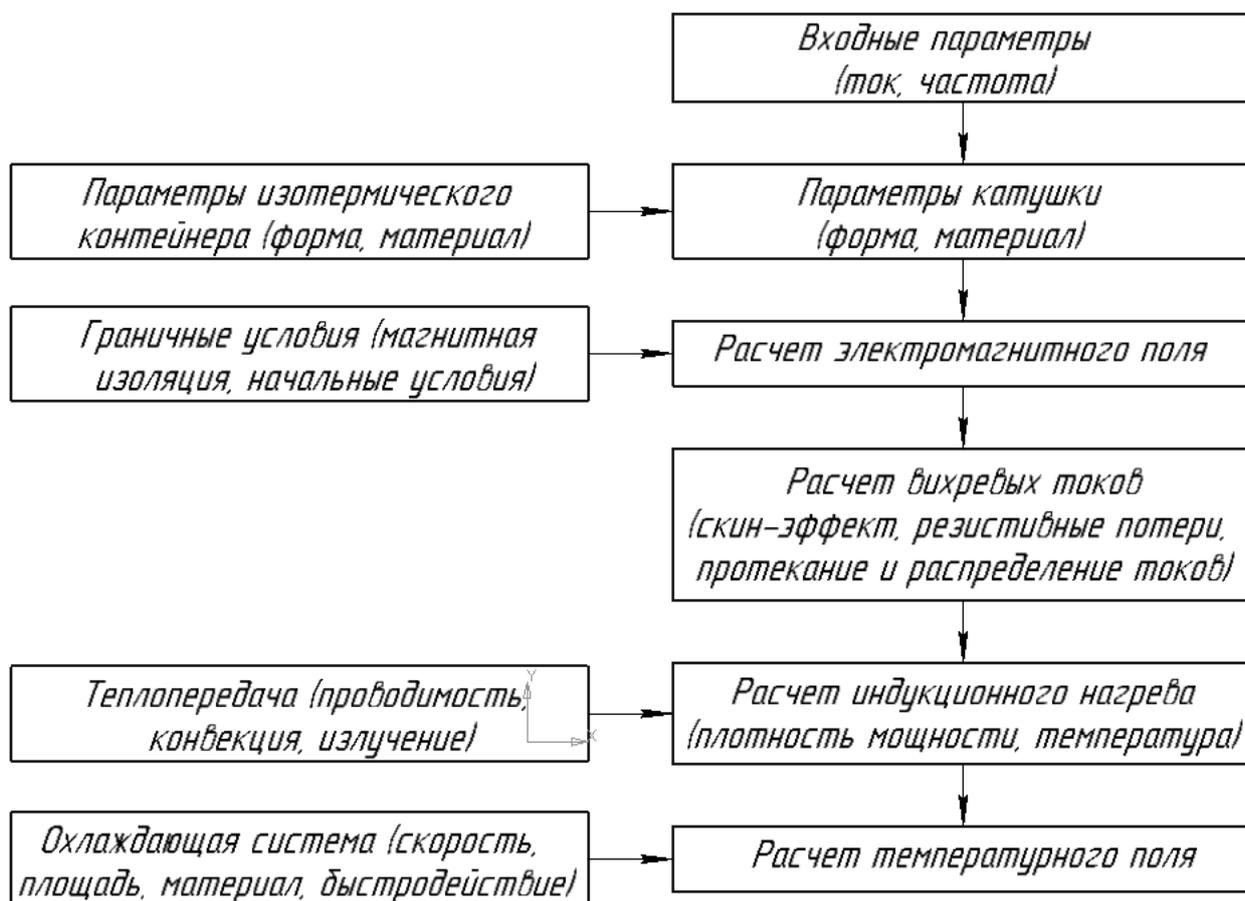


Рис. 4. Блок-схема алгоритма управления системой косвенного индукционного нагрева жидкости с учетом управляющих параметров

Дальнейшее изучение и исследование системы будет сосредоточено на распределении контуров вихревых токов с целью формирования и поддержания оптимальных технологических и энергетических параметров системы косвенного индукционного нагрева жидкости.

Выводы

Показан один из возможных вариантов параметрического идентификаци-

онного метода для системы косвенного индукционного нагрева жидкости. Предложены схема тепловых потоков рассматриваемой системы и схема для исследования и определения параметров опосредованного локализованного нагрева жидкости.

Приведено математическое описание теплового баланса для системы косвенного индукционного нагрева жидкости.

Разработана блок-схема алгоритма управления системой косвенного индукционного нагрева жидкости с учетом

управляющих параметров для достижения оптимальных технологических и энергетических параметров системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Крылов, А. Н.** Исследование и разработка системы косвенного индукционного нагрева при производстве пенополистирольных плит : дис. ... канд. техн. наук: 05.09.10 / А. Н. Крылов. – Самара, 2005. – 155 л.
2. **Батищев, А. М.** Исследование и повышение эффективности системы косвенного индукционного нагрева жидкости : дис. ... канд. техн. наук: 05.09.10 / А. М. Батищев. – Самара, 2007. – 156 л. : ил.
3. **Зиннатуллин, Д. А.** Исследование и разработка трубчатого индукционного нагревателя жидкости : дис. ... канд. техн. наук: 05.09.10 / Д. А. Зиннатуллин. – Самара, 2007. – 128 л.
4. **Vijū, N.** Frequency optimization for eddy current thermography / N. Vijū, N. Ganesan // NDT&E International. – P. 42.
5. **Лавлесс, Д. Л.** Характеристики и параметры источников питания для эффективного индукционного нагрева / Д. Л. Лавлесс, Р. Л. Кук, В. И. Руднев // Силовая электроника. – 2007. – № 1. – С. 94–98.
6. **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с. : ил.
7. **Ларькина, Т. С.** Моделирование индукционного нагрева изотермического контейнера / Т. С. Ларькина // International research journal : Междунар. науч.-исслед. журн. – 2015. – № 7 (38). – С. 67–69.
8. **Ларькина, Т. С.** Формирование общей конструкции системы индукционного нагрева / Т. С. Ларькина, Г. С. Ленеvский // Новые горизонты : материалы Междунар. конференции-конкурса, Брянск, 19 марта 2014 г. – Брянск : БГТУ, 2014. – С. 13–14.
9. **Бессонов, А. А.** Методы и средства идентификации динамических объектов / А. А. Бессонов, Ю. В. Загашвили, А. С. Маркелов. – Ленинград : Энергоатомиздат, 1989. – 280 с.

Статья сдана в редакцию 4 июня 2018 года

Татьяна Сергеевна Ларькина, ст. преподаватель, филиал ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» в г. Смоленске.
E-mail: tanushka_zzz@mail.ru.

Валерий Вениаминович Лыготчиков, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: emos@rambler.ru.

Tatyana Sergeyevna Larkina, senior lecturer, Smolensk branch of «NRU MPEI».
E-mail: tanushka_zzz@mail.ru.

Valery Veniaminovich Lgotchikov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.

Gennady Sergeyevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: emos@rambler.ru.

ФИЗИКА

УДК 621.923

А. Н. Жигалов

К ТЕОРИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ: КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В КРИСТАЛЛИЧЕСКОЙ РЕШЕТКЕ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ

UDC 621.923

A. N. Jigalov

ON THE THEORY OF AERODYNAMIC STRENGTHENING: VIBRATIONAL PROCESSES IN A CRYSTAL LATTICE OF HARD ALLOYS

Аннотация

На основе анализа колебательных процессов, протекающих в твердых сплавах, показано, что атомы кристаллической решетки совершают гармонические колебания в акустическом диапазоне частот. Методами численного моделирования установлено, что вывести из положения свободного равновесия атомы решетки возможно за счет воздействия на твердосплавное тело внешней волновой энергии порядка $(3,2 \dots 10,1) \cdot 10^{-21}$ Дж. Выдвинуто предположение, что, применяя явление резонанса, свойственное волновым процессам, можно достичь такой внешней энергии, которой будет достаточно для смещения атомов кристаллических решеток твердых сплавов.

Ключевые слова:

твердые сплавы, аэродинамическое упрочнение, атомы, колебательные процессы в кристаллической решетке, явление резонанса.

Abstract

Based on the analysis of vibrational processes taking place in hard alloys, it is shown that atoms of the crystal lattice perform harmonic oscillations in the acoustic frequency range. By means of the numerical simulation methods it was established that atoms of the crystal lattice can be driven out of free equilibrium by exerting the external wave energy of about $(3.2 \dots 10.1) 10^{-21}$ J on the carbide body. It is assumed that applying the phenomenon of resonance inherent in wave processes, it is possible to obtain such external energy, which will be sufficient for the displacement of atoms in the crystal lattices of hard alloys.

Keywords:

hard alloys, aerodynamic strengthening, atoms, vibrational processes in the crystal lattice, resonance phenomenon.

Введение

Для повышения стойкости твердых сплавов, представляющих собой гетерогенные композиции, состоящие из порошков карбидов вольфрама, титана, тантала, цементированных кобальтовой связкой, работающих в тяжелых технологических условиях с переменной

ударной нагрузкой, разработан метод аэродинамического упрочнения [1]. Эффект при упрочнении таким методом достигается за счет воздействия волн звуковой частоты на структуру твердых сплавов. В обработанных твердых сплавах происходит измельчение карбидных фаз и их перераспределение, уменьшение дислокаций внутренней структу-

ры [2]. Реализация такого воздействия основана на процессах, протекающих в кристаллической решетке твердых сплавов. На ряде машиностроительных заводов подтверждено повышение стойкости упрочненного твердосплавного инструмента, работающего с ударными нагрузками, в 2...4 раза [3].

Основная часть

Твердые сплавы на основе карбидов вольфрама, титана, тантала имеют поликристаллическое строение. В пределах поликристаллов атомы располагаются в определенном порядке, образуя геометрически закономерную простую или сложную кристаллическую пространственную решетку. В элементарной ячейке, построенной на трех векторах a_i , простой решетки атомы расположены только в вершинах образующего ячейку многогранника (рис. 1). В сложных решетках атомы могут находиться также внутри многогранника или на его гранях. Сложная кристаллическая решетка отличается от простой тем, что в ее элемен-

тарной ячейке содержится более одного атома, число механических степеней свободы, приходящихся на одну элементарную ячейку, обязательно больше трех [4]. Кристаллическим решеткам свойственны различные виды симметрии, которые обладают свойствами совмещаться с собой при некоторых пространственных перемещениях (параллельных переносах, поворотах, отражениях или их комбинациях и т. д.). Простейшая кристаллическая решетка (см. рис. 1) состоит из элементарных ячеек, описываемых тремя кристаллографическими осями координат, которые выходят из центра атома и направлены параллельно ребрам элементарной ячейки под углами α , β и γ . Для решетки три основных некопланарных (не лежащих в одной плоскости) вектора a_1 , a_2 , a_3 выбраны так, что при смещении всего кристалла как целого на любой из этих векторов он совмещается сам с собой, а любая трансляция решетки может быть представлена как $\sum_i n_i a_i$ с целочисленными значениями n_i [5, с. 9–11].

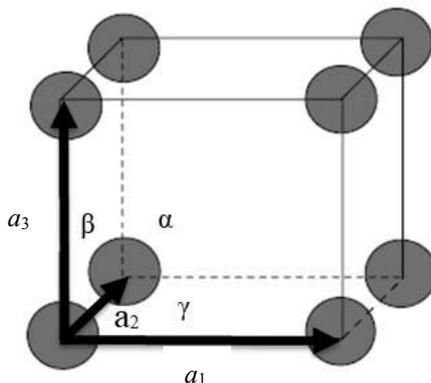


Рис. 1. Простейшая кубическая решетка

Параметры решетки представляют собой расстояния, измеряемые между атомами по ребрам элементарной ячейки. Размеры кубической решетки характеризуются длиной ребра куба a_1 ; гексагональной – двумя параметрами – стороной шестигранника a_1 и высотой призмы a_3 . Отношение a_3/a_1 характеризует

упаковку решетки. При $a_3/a_1 < 1,633$ атомы упакованы наиболее плотно, решетка называется гексагональной плотноупакованной. При $a_3/a_1 > 1,633$ гексагональная решетка имеет менее плотную упаковку атомов. Основными типами трехмерных кристаллических решеток, многократное повторение которых по

трем пространственным осям образуют атомные кристаллические решетки вольфрама, титана, тантала и их карбидов, а также кобальта, являются: объемно-центрированная кубическая (ОЦК) решетка, состоящая из двух элементарных ячеек со следующими параметрами элементарной ячейки: $a_1 = a_2 = a_3$; $\alpha = \beta = \gamma = 90^\circ$; гранецентрированная кубическая (ГЦК) решетка, состоящая из двух элементарных ячеек с параметрами: $a_1 = a_2 \neq a_3$; $\alpha = \beta = \gamma = 90^\circ$; сложная гексагональная плотноупакованная (ГПУ) решетка, состоящая из двух элементарных ячеек и имеющая следующие параметры элементарной ячейки: $a_1 = a_2 \neq a_3$; $\alpha = \beta = 90^\circ$; $\gamma = 120^\circ$.

В состоянии термодинамического равновесия расположение атомов, образующих идеальный кристалл, характеризуется строгой трехмерной периодичностью. Любое локальное отклонение от периодической структуры кристалла, возникающее в силу нарушения условий термодинамического равновесия в материале, вызывает дефекты и дислокации поликристаллической структуры, наличие которых всегда искажает кристалли-

ческую решетку, что выражается в изменении координации атомов, нарушении длин и углов межатомных связей, внедрении инородных атомов, образовании чужеродных фаз и т. д. Атомы совершают колебания около своих положений устойчивого равновесия [5]. Кристаллическая решетка представляет собой сложную колебательную систему, в которой атомы связаны в единый ансамбль. Если вывести приложенной силой F_0 эту систему из положения равновесия, что возможно совершить за счет температурного (тепловой энергии) и волнового (акустической энергии) воздействия, в кристалле возникнут сложные колебания. При этом в кристалле образуются акустические волны с параметрами, зависящими от состояния исходной структуры твердого сплава и исходных параметров от воздействия. Схема модели колебаний кристаллической решетки твердого сплава для одномерной линейной цепочки из n атомов одного сорта длиной $L = na$ (a – параметр решетки или период цепочки; n – количество атомов) представлена на рис. 2.

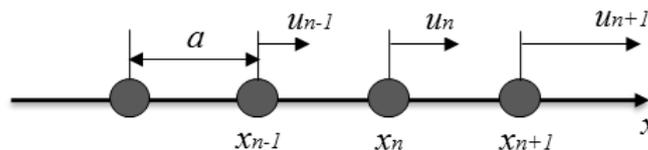


Рис. 2. Одномерная цепочка, состоящая из атомов одного сорта

Пусть u_n – смещение n -го атома из положения равновесия в процессе колебания. Допускаем, что каждый атом взаимодействует только с двумя соседними атомами. Тогда сила, с которой $(n + 1)$ -й атом действует на n -й, зависит от разности смещений этих двух атомов $u_{n+1} - u_n$. В приближении справедливости закона Гука и в соответствии со вторым законом Ньютона уравнение движения n -го атома будет иметь вид:

$$m \frac{d^2 u_n}{dt^2} = F_n = F_{n+1} + F_{n-1} = -\mu(u_n - u_{n+1}) - \mu(u_n - u_{n-1}), \quad (1)$$

где μ – упругая константа взаимодействия в законе Гука; m – масса атома; F_n, F_{n+1}, F_{n-1} – квазиупругие силы, действующие на соседние атомы.

Тогда после преобразования (1) получаем уравнение движения для n -го атома

$$m \frac{d^2 u_n}{dt^2} = \mu(u_{n+1} - u_{n-1} - 2u_n). \quad (2)$$

Система уравнений типа (2), записанных для каждого атома, полностью описывает колебания цепочки кристаллической решетки.

При длинноволновых колебаниях, т. е. когда колебания с длиной волны, много большей периода цепочки a (это свойственно волнам звуковой частоты), можно разность $u_{n+1} - u_n$ заменить на $a \left(\frac{du_n}{dx} \right)$. Тогда величина, стоящая в правой части (2), будет равна $\mu a^2 \left(\frac{d^2 u_n}{dx^2} \right)$. С учетом чего (2) преобразуется в волновое уравнение

$$\frac{d^2 u_n}{dt^2} = \frac{a^2 \mu}{m} \left(\frac{d^2 u_n}{dx^2} \right). \quad (3)$$

Колебания, изменяющиеся во времени по гармоническому закону, описываются в виде [4, с. 66]

$$u_n = A_n e^{-i\omega t}, \quad (4)$$

где A_n – комплексная амплитуда колебаний n -го атома; ω – частота гармонических колебаний.

Исходя из того, что уравнение колебаний с произвольной временной зависимостью, описываемой (4), может быть разложено в интегральный ряд Фурье по гармоническим колебаниям, из уравнения (2) для амплитуды A_n получим

$$-m\omega^2 A_n = \mu(A_{n+1} + A_{n-1} - 2A_n). \quad (5)$$

Уравнения вида (5) образуют бесконечную систему линейных уравнений. Если применить к цепочке граничные условия Борна-Кармана, то система будет конечной. Тогда, приравняв определитель к нулю, можно найти частоты колебаний, а затем, решив систему уравне-

ний для каждой из найденных частот, – соответствующие амплитуды.

Будем искать решение в виде плоской волны:

$$A_n = A e^{ikx_n}. \quad (6)$$

Подставив выражение (6) в (5), получим

$$-m\omega^2 e^{ikx_n} = \mu(e^{ikx_{n+1}} + e^{ikx_{n-1}} - 2e^{ikx_n}) \quad (7)$$

и с учетом того, что $x_{n+1} = x_n + a$ и $x_{n-1} = x_n - a$, имеем

$$-m\omega^2 = \mu(e^{ika} + e^{-ika} - 2). \quad (8)$$

Из (8) видно, что в одномерной цепочке распространяется гармоничная волна.

Так как $\frac{e^{ika} + e^{-ika}}{2} = \cos ka$, то из (8) имеем

$$\begin{aligned} \omega^2 \frac{\mu}{m} (2 - e^{ika} - e^{-ika}) &= \\ &= 2 \frac{\mu}{m} [1 - \cos ka] = 4 \frac{\mu}{m} \sin^2 \frac{ka}{2}. \end{aligned} \quad (9)$$

После преобразований получаем частоту колебаний атомов для одноатомной цепочки

$$\omega = \pm 2 \sqrt{\frac{\mu}{m}} \sin \frac{ka}{2}. \quad (10)$$

Согласно (10), частота волн, распространяющихся по цепочке, ограничена максимальной частотой

$$\omega_{\max} = 2 \sqrt{\frac{\mu}{m}}. \quad (11)$$

Константу взаимодействия в законе Гука μ можно оценить как отношение силы F_0 к смещению, равному межатом-

ному расстоянию a . Тогда ω_{\max} определится как

$$\omega_{\max} = 2\sqrt{\frac{F_0}{a^2 m}}. \quad (12)$$

Величину амплитуды свободных колебаний атомов A_{ce} в случае колебаний атомов решетки с частотой свободных колебаний ω_{ce} определим из равенства энергии нулевых колебаний, которая равна классической механической энергии колебаний одного атома решетки и квантовой энергии одного квазиимпульса акустического фонона, образующегося при взаимодействии колебаний атомов друг с другом [4]. Полная энергия наиболее общего движения атомов одномерного кристалла может быть представлена как сумма энергий нормальных колебаний, ведущих себя подобно линейным гармоническим осцилляторам с соответствующими частотами. Основные особенности колебаний одномерной (линейной) атомной цепочки имеют место и в случае трехмерной кристаллической решетки [5, с. 133]. Тогда сумма кинетической и потенциальной энергий E_{ce} атомной системы, на которую действует вынуждающая сила вида $F_0 = kx$, будет [6]

$$E_{ce} = \frac{m\omega_{ce}^2 A_{ce}^2}{2}. \quad (13)$$

С другой стороны, при взаимодействии колебаний атомов друг с другом эти колебания при квантовомеханическом описании ведут себя как фононы с энергией $E_{км}$ [5, с. 175], зависящей от частоты свободных колебаний ω_{ce} атома:

$$E_{км} = \frac{\hbar\omega_{ce}}{2}, \quad (14)$$

где \hbar – постоянная Планка.

С учетом равенств (13) и (14) амплитуда свободных колебаний атомов

кристаллической решетки при максимальной частоте ω_{\max}

$$A_{\omega_{\max}} = \sqrt{\frac{\hbar}{m\omega_{\max}}}. \quad (15)$$

Максимальная энергия свободных колебаний атомов $E_{ce, \max}$, достаточная для смещения атомов, а следовательно, и других структурных элементов (дислокаций, кристаллических зерен) из положения равновесия в новое состояние, по аналогии с (13)

$$E_{ce, \max} = \frac{m\omega_{\max}^2 A_{\omega_{\max}}^2}{2}. \quad (16)$$

Для численной оценки значений ω_{\max} , $A_{\omega_{\max}}$, $E_{ce, \max}$ использовали следующие подходы и данные. Силу F_0 оценивали через энергию химической связи по порядку, равную величине 10 эВ, достаточной для смещения на межатомное расстояние, равное 1 Å. В расчетах применяли данные по плотности $\rho = 11100 \text{ кг/м}^3$ для твердого сплава Т15К6 как наиболее энергоемкого варианта. Постоянная Планка $\hbar = 6,626070040 \cdot 10^{-34} \text{ Дж}\cdot\text{с}$. Межатомные расстояния a_i , радиусы R и массы m атомов принимали согласно [7–10]. Исходные данные приведены в табл. 1.

Карбид вольфрама WC существует в двух модификациях: α -WC и β -WC [7, с. 8]. Кубический карбид тантала TaC_y входит в группу сильно нестехиометрических соединений внедрения, имеет широкую область гомогенности от TaC_{0,72} до TaC_{1,00}, в связи с чем период кубической кристаллической решетки изменяется от 4,4277 Å – для TaC_{0,81} и до 4,4511 Å – для TaC_{0,96} [8]. Кобальт Co и карбид вольфрама WC существуют в виде нескольких модификаций: α -Co, β -Co, α -WC и β -WC [7, с. 8].

Табл. 1. Расчетные значения максимальных частот, амплитуд свободных колебаний атомов твердых сплавов и энергий, при которых происходят смещения структурных элементов твердых сплавов из положения равновесия

Наименование	$a_s, 10^{-10} \cdot \text{м}$	$R, \text{м}$	$S, \text{м}^2$	$m, 10^{-25} \cdot \text{кг}$	$\omega_{\max}, 10^{13} \cdot \text{с}^{-1}$	$A_{\omega_{\max}}, 10^{-11} \cdot \text{м}$	$E_{\text{св}_{\max}}, \text{Дж}$
Атом W	3,160	$2,1 \cdot 10^{-10}$	$1,04 \cdot 10^{-19}$	3,053	1,45	1,189	$4,54 \cdot 10^{-21}$
Атом Та	3,310	$1,5 \cdot 10^{-10}$	$7,74 \cdot 10^{-20}$	3,005	1,40	1,222	$4,37 \cdot 10^{-21}$
Атом Тi	2,951	$1,5 \cdot 10^{-10}$	$6,81 \cdot 10^{-20}$	0,795	3,04	1,609	$9,53 \cdot 10^{-21}$
Атом α -Со	2,505	$1,3 \cdot 10^{-10}$	$4,92 \cdot 10^{-20}$	0,979	3,23	1,407	$10,11 \cdot 10^{-21}$
Атом β -Со	2,505	$1,3 \cdot 10^{-10}$	$4,92 \cdot 10^{-20}$	0,979	3,23	1,407	$10,11 \cdot 10^{-21}$
Атом α -WC	2,837			6,305	1,12	0,940	$3,52 \cdot 10^{-21}$
Атом β -WC	2,248			3,252	1,97	0,987	$6,18 \cdot 10^{-21}$
Атом ТаС	4,430			3,204	1,01	1,391	$3,16 \cdot 10^{-21}$
Атом ТiС	4,328			0,994	1,85	1,842	$5,81 \cdot 10^{-21}$
Дислокации до $\rho_d, 10^{14} \cdot \text{м}^{-2}$			$4,48 \cdot 10^{-18}$				$2,53 \cdot 10^{-19}$
Нанозерно 10...100 нм		$5,0 \cdot 10^{-9}$	$7,85 \cdot 10^{-17}$				$1,61 \cdot 10^{-17}$
Особомелкозернистое зерно 0,1...0,5 мкм		$5,0 \cdot 10^{-8}$	$7,85 \cdot 10^{-15}$				$1,61 \cdot 10^{-15}$
Мелкозернистое зерно 0,5...2 мкм		$2,5 \cdot 10^{-7}$	$1,96 \cdot 10^{-13}$				$4,04 \cdot 10^{-14}$
Среднезернистое зерно 2...10 мкм		$1,0 \cdot 10^{-6}$	$3,14 \cdot 10^{-12}$				$6,46 \cdot 10^{-13}$
Крупнозернистое зерно 10...16 мкм		$5,0 \cdot 10^{-6}$	$7,85 \cdot 10^{-11}$				$1,61 \cdot 10^{-11}$

Для гексагональных решеток бра-лось наименьшее межатомное расстояние, т. к., согласно (12), для таких граней требуется применение наибольшей максимальной частоты. Площади и объемы атомов определяли по формулам: для решеток ОЦК и ГЦК – $S = a^2$, $V = a^3$; для ГПУ – $S = 3\sqrt{3} a^2/2$, $V = 3\sqrt{3} a^2 c/2$. Площади дислокаций укрупненно определяли через объемы дислокаций V , м^3 . Как показывают исследования, для твердых сплавов плотность дислокаций находится в пределах $\rho_d = 10^{14} \dots 10^{15} \text{ м}^{-2}$, а с учетом кривой Одингга [11, с. 68] объем дислокаций для таких плотностей находится в пределах $10^9 \dots 10^{12} \text{ м}^3$. Размер зерен карбидов, входящих в поликристаллические твердые сплавы, составляет

0,1...0,5; 0,5...2; 2...10 и 10...16 мкм соответственно для особомелкозернистых, мелкозернистых, среднезернистых и крупнозернистых твердых сплавов, а для нанозернистых – от 10 до 100 нм. Карбиды представляют собой кристаллиты в основном округлой формы или близкой к ней [12, с. 385]. Подтверждением этого является отображенная на рис. 3 морфология мелкодисперсного порошка карбида вольфрама. В расчетах использовались минимальные размеры фракций порошков из каждой группы, что является наиболее худшим вариантом при исследовании влияния волновой энергии. Средняя площадь зерен определялась исходя из радиуса R по формуле $S = \pi R^2$, а средний объем зерен как $V = 4\pi R/3$.

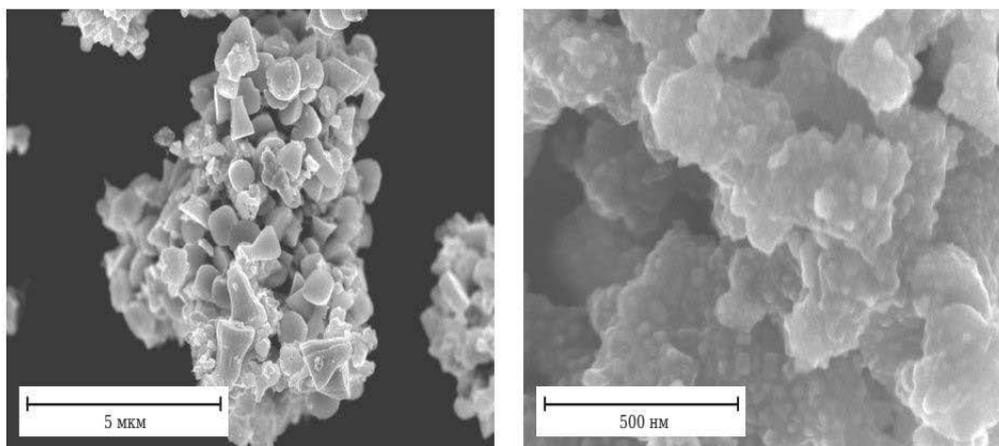


Рис. 3. Морфология порошка карбида вольфрама при различном увеличении

В результате численного моделирования произведены расчеты максимальных частот ω_{\max} и амплитуд $A_{\omega_{\max}}$, соответствующих максимальным частотам, а также максимальной энергии свободных колебаний атомов $E_{ce_{\max}}$, при которой происходят смещения структурных элементов из положения равновесия для атомов элементов W, Ta, Ti, Co, атомов карбидов α -WC, β -WC, TaC, TiC, дислокаций (крайних размеров) и зерен (наименьшие значения из классов) Co, карбидов β -W₂C, W₂C, TaC, TiC, для нанозернистых, особомелкозернистых, мелкозернистых, среднезернистых и крупнозернистых твердых сплавов. Энергию $E_{ce_{\max}}$ для дислокаций и зерен определяли исходя из количества $E_{ce_{\max}}$ для атома α -Co и соотношения площадей расчетного элемента и площади атома α -Co. Данные расчетов приведены в табл. 1.

Результаты расчетных величин ω_{\max} (см. табл. 1), являющихся константой, определяемой межатомным расстоянием и скоростью распространения нормальных колебаний, для конкретной кристаллической решетки, с достаточной степенью точности согласуются с результатами частот колебаний атомов в твердом теле $\omega_{\max} \approx 3,0 \cdot 10^{13} \text{ с}^{-1}$, приведенных в [13, с. 104]. Эволюция

дефектной структуры (смещение атомов кристаллической решетки) материала влечет за собой существенные изменения его макроскопических свойств. Управляя мезо- и макроструктурой материала, можно управлять свойствами материала на макроуровне. Вывести из положения свободного равновесия атомы возможно за счет придания твердому телу внешней энергии, пропорциональной, согласно зависимости (16), квадрату частоты и амплитуды свободных колебаний атомов. Однако практически создать в совокупности такие частотные, принадлежащие к гиперзвуковому (более 10^{13} Гц) диапазону колебаний, и амплитудные, порядка 10^{-11} м, параметры не представляется возможным.

Выдвинуто предположение, что можно значительно увеличить энергию внешнего воздействия за счет применения явления резонанса, свойственного волновым гармоническим процессам. Тем самым, существенно увеличив за счет внешнего воздействия амплитуду колебаний при невысоких исходных частотах, находящихся в звуковом спектре колебаний, можно достичь такой энергии, которой будет достаточно для смещения атомов кристаллических решеток основных элементов твердых сплавов. При резонансе происходит насыщение энергии, которая при совпа-

дении собственной и вынужденной частот способствует увеличению амплитуды колебаний. Выражение для резонансной амплитуды $A_{рез}$ выглядит следующим образом:

$$A_{рез} = \frac{F_0}{2m\delta\sqrt{\omega_1^2 - \delta^2}}. \quad (17)$$

Согласно (17), видно, что большие по величине амплитуды можно достичь лишь при низких частотах колебаний, т. к. при высоких частотах колебаний ω_1 значение $A_{рез}$ будет стремиться к нулю. На рис. 4 представлена графическая реализация зависимости (17) при коэффициенте затухания $\delta = 0,094$.

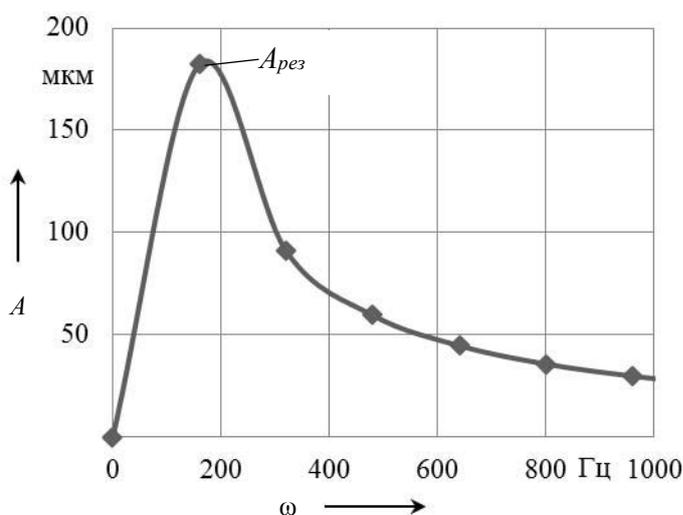


Рис. 4. Влияние амплитуды A от частоты внешних колебаний ω при коэффициенте затухания $\delta = 0,094$

Анализ графической кривой (см. рис. 4) для аэродинамического резонатора с коэффициентом затухания $\delta = 0,094$ показывает, что оптимальный диапазон частот внешних воздействий, при которых возникают резонансные амплитуды, лежит в звуковом спектре частот в диапазоне частот до 300 Гц, а резонансная частота возникает на частотах внешних колебаний ω , равных 140...170 Гц, что также подтверждает вывод о высокой эффективности волн звуковой частоты.

Заключение

На базе анализа колебательных процессов, протекающих в твердых сплавах на основе карбидов вольфрама, тита-

на, тантала, сцементированных кобальтовой связкой, имеющих поликристаллическое строение, показано, что атомы решетки совершают гармонические колебания в акустическом диапазоне частот. При этом возбуждение атомов кристаллической решетки возможно за счет передачи твердому телу внешней энергии. Максимальные частоты свободных колебаний атомов титана, вольфрама, тантала и кобальта, являющихся основными элементами твердых сплавов, принадлежат к гиперзвуковому диапазону колебаний. Методами численного моделирования явлений, происходящих в структуре кристаллической решетки твердых сплавов, установлено, что максимальная энергия свободных колебаний атомов, приводящая к смещению атомов кристаллической

решетки твердых сплавов, находится в пределах $(3,2 \dots 10,1) \cdot 10^{-21}$ Дж. Дислокации возможно переместить и изменить их величину за счет приложения максимальной энергии в размере $2,53 \cdot 10^{-19}$ Дж. Кристаллические зерна, образующие твердые сплавы, дробятся и смещаются при приложении внешней энергии от $1,6 \cdot 10^{-17}$ до $1,6 \cdot 10^{-11}$ Дж. Достижение таких значительных энергий на уровне кристаллической решетки известными методами является проблематичным. Величины максимальных энергий свободных колебаний атомов Ti и Co в 2,2 раза больше, чем максимальных энергий атомов Ta и W.

Эволюция дефектной структуры (смещение атомов кристаллической решетки, дефектов и дислокаций) твердых сплавов под действием приложения энергии звуковых волн способна к существенному изменению их макроскопических свойств.

Выдвинуто предположение, что за счет применения явления резонанса, свойственного волновым гармоническим процессам, возможно значительно увеличить энергию внешнего воздействия и тем самым, существенно увеличив амплитуду колебаний при невысоких исходных частотах, находящихся в звуковом спектре колебаний, достичь такой внешней энергии, которой будет достаточно для смещения атомов титана, вольфрама, тантала и кобальта, являющихся основными элементами кристаллических решеток твердых сплавов, и придать за счет этого твердым сплавам новые свойства. Оптимальный диапазон частот внешних воздействий, при которых возникают резонансные амплитуды, лежит в звуковом спектре частот в диапазоне до 300 Гц. В диапазоне ультразвуковых частот эффекты, связанные с возникновением резонансных амплитуд, получить невозможно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Способ аэродинамического упрочнения изделий : пат. ВУ 21049 / А. Н. Жигалов, Г. Ф. Шатуров, В. М. Головков. – Опубл. 30.06.2017.
2. **Жигалов, А. Н.** Адаптивное управление при совмещенной обработке резанием и ППД / А. Н. Жигалов. – Могилев : МГУП, 2013. – 236 с.
3. **Жигалов, А. Н.** Влияние износа твердых сплавов, упрочненных аэродинамическим воздействием, на шероховатость обработанной поверхности при фрезерно-карусельном резании / А. Н. Жигалов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 5–15.
4. **Вонсовский, С. В.** Квантовая физика твердого тела / С. В. Вонсовский, М. И. Канцельсон. – Москва : Наука, 1983. – 336 с.
5. **Ансельм, А. И.** Введение в теорию полупроводников / А. И. Ансельм. – Москва : Мир, 1965. – 588 с.
6. **Северденко, В. П.** Ультразвук и пластичность / В. П. Северденко, В. В. Клубович, А. В. Степаненко. – Минск : Наука и техника, 1976. – 448 с.
7. **Креймер, Г. С.** Прочность твердых сплавов / Г. С. Креймер. – Москва : Metallurgia, 1971. – 247 с.
8. **Курлов, А. С.** Физика и химия карбидов вольфрама / А. С. Курлов, А. И. Гусев. – 2-е изд. – Москва : Физматлит, 2013. – 272 с.
9. Влияние нестехиометрии карбида тантала TaC_y на размер частиц нанопорошков, полученных размолом / А. С. Курлов и [др.] // Физика твердого тела. – 2015. – Т. 57, вып. 1. – С. 66–74.
10. **Бурков, П. В.** Исследование дефектов кристаллической решетки и деформации порошков карбида титана, полученных карботермическим способом / П. В. Бурков // Вестн. КузГТУ. – 2009. – № 3. – С. 106–108.
11. **Материаловедение : учебное пособие для вузов / Под ред. Л. В. Тарасенко. – Москва : ИНФРА-М, 2013. – 475 с.**
12. **Айзенкольб, Ф.** Порошковая металлургия / Ф. Айзенкольб. – Москва : Гос. науч.-техн. изд-во лит-ры по черной и цветной металлургии, 1959. – 520 с.

13. **Епифанов, Г. И.** Физические основы микроэлектроники / Г. И. Епифанов. – Москва : Совет. радио, 1971. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 20 марта 2018 года

Анатолий Николаевич Жигалов, канд. техн. наук, генеральный директор, ЗАО «Промлизинг».
E-mail: jigalov6@mail.ru.

Anatoly Nikolayevich Jigalov, PhD (Engineering), Director General, CJSC Promlizing.
E-mail: jigalov6@mail.ru.

УДК 532.72:533.6.011

В. Л. Малышев

НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОЕ ИСПАРЕНИЕ ЖИДКОСТЕЙ ИЗ СИСТЕМЫ ЖЕСТКИХ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ КАНАЛОВ ПРОИЗВОЛЬНОЙ ФОРМЫ

UDC 532.72:533.6.011

V. L. Malyshev

NON-ISOTHERMAL VAPORIZATION OF LIQUIDS FROM THE SYSTEM OF RIGID INTERCONNECTED CHANNELS OF ARBITRARY FORM

Аннотация

Теоретически исследовано влияние неравномерного прогрева на интенсивность массопереноса в осушаемых капиллярно-пористых объектах. В качестве модельной среды рассматриваются возможные сочетания бинарных жестких каналов произвольной формы.

Ключевые слова:

неизотермическое испарение, сообщающиеся каналы.

Abstract

The influence of non-uniform heating on the intensity of mass transfer in drained capillary-porous objects is investigated theoretically. As a model media, possible combinations of binary rigid channels of arbitrary form are examined.

Keywords:

non-isothermal vaporization, interconnected channels.

Введение

Объектом исследования являются капиллярно-пористые системы, подвергающиеся интенсивному тепловому воздействию. Моделирование процессов массопереноса при фазовых переходах в многофазных средах актуально для строительной, пищевой, деревообрабатывающей, химической и ряда других отраслей промышленности. Результаты получены в рамках выполнения Государственных научных программ «Тепловые процессы», «Энергобезопасность, энергоэффективность и энергосбережение, атомная энергетика».

Цель работы – установить физические закономерности, дать их математическое описание, объединив в постановке задачи различные факторы, влияющие

на характер испарения жидкостей в ограниченных объемах капилляров. В представленных моделях учтены такие аспекты, как переменные геометрические характеристики пористого пространства, взаимосвязь отдельных каналов, различные режимы парообразования, а также неравномерность прогрева осушаемой среды.

Постановка задачи

При осушении капиллярно-пористых тел массоперенос в них происходит в комплексе сообщающихся капилляров, радиусы которых могут оставаться как постоянными, так и изменяться вдоль осевой линии, образуя многочисленные сочетания диффузорных и конфузорных каналов различного типа.

Для их характеристики вводится безразмерный параметр a , который определяет отношения предельных радиусов R_0/r_0 , где r_0 – начальный радиус ($x = 0$); R_0 – конечный радиус ($x = L$). Очевидно, что для цилиндрических каналов он равен единице. Пористые материалы, обладающие капиллярами, имеющими на поверхности отверстия большего радиуса, чем в глубине тела, называются диффузорными ($a < 1$). Каналами конфузорного типа обладают капиллярно-пористые структуры с отверстиями на поверхности меньшего поперечного размера, нежели в объеме ($a > 1$).

Изменения радиуса капилляра задаются безразмерным параметром $b = \frac{dr}{dx}$, называемым конусностью [1].

Отличия между разновидностями капилляров определяются неодинаковой по оси x кривизной стенок $k = \frac{db}{dx}$.

Изменение площади поперечного сечения вдоль оси x может происходить как равномерно ($k = 0$), так и неравномерно – сначала медленно, затем быстрее ($k > 0$) или наоборот ($k < 0$) (табл. 1 и рис. 1).

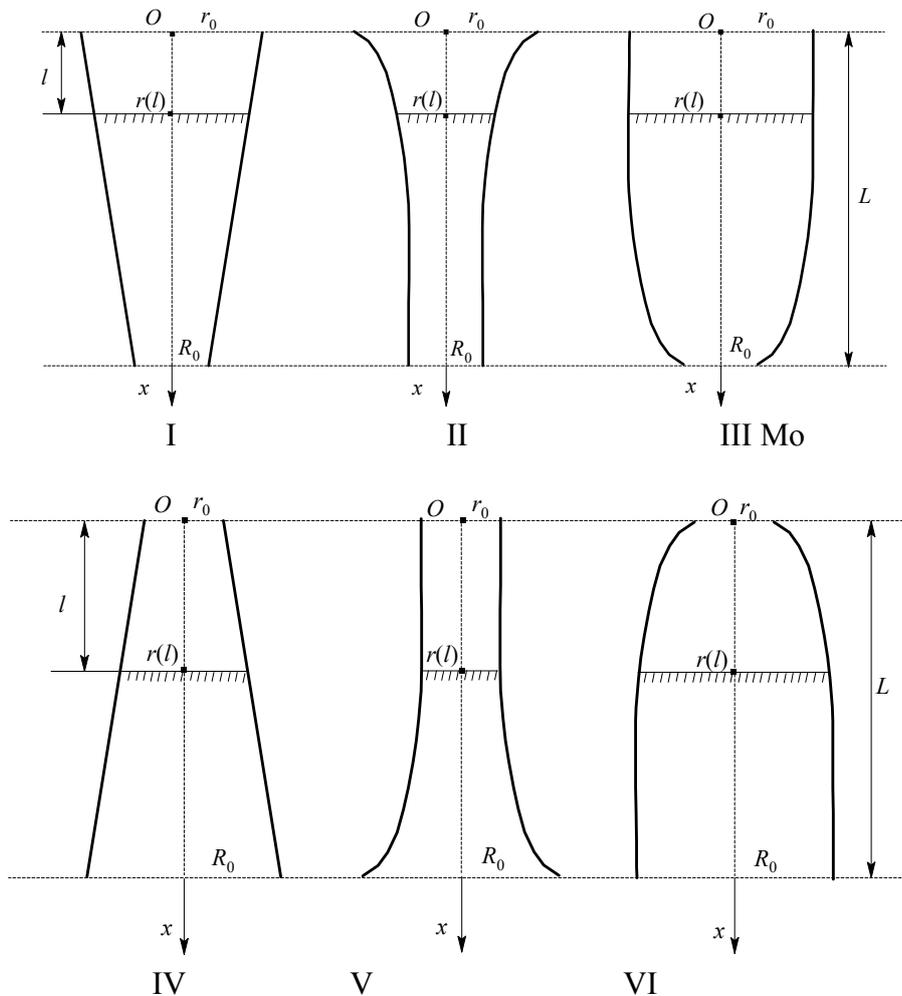


Рис. 1. Основные типы каналов переменного сечения

Табл. 1. Классификация конических каналов

Тип	Диффузорный			Конфузорный		
	I	II	III	IV	V	VI
$\frac{R_0}{r_0}$	$a < 1$	$a < 1$	$a < 1$	$a > 1$	$a > 1$	$a > 1$
$\frac{dr}{dx}$	$b < 0$	$b < 0$	$b < 0$	$b > 0$	$b > 0$	$b > 0$
$\frac{db}{dx}$	$k = 0$	$k < 0$	$k > 0$	$k = 0$	$k > 0$	$k < 0$

Законы увеличения ($a > 1$) или уменьшения ($a < 1$) радиусов поверхности испарения конических капилляров могут быть заданы линейной, показательной или параболической функциями соответственно

$$r(z) = r_0[1 + (a - 1)z]; \quad (1)$$

$$r(z) = r_0 a^z; \quad (2)$$

$$r(z) = r_0 \sqrt{1 + (a^2 - 1)z}. \quad (3)$$

С целью обобщения выводов теории на капилляры произвольной длины L за-

висимости радиусов каналов от положения l межфазной поверхности выражаются через относительную координату мениска $z = l/L$ и относительный радиус устья $\gamma_0 = r_0/L$, а сам переменный радиус поперечного сечения – через $\gamma = r/L$.

Закономерности осушения одиночных каналов

Время смещения мениска в процессе испарения из капилляров каждого типа определяется, как показано в [2, 3], следующими выражениями:

– тип I:

$$\frac{\ln|1 + (a - 1)z| \cdot [1 + (a - 1)z] + 1}{(a - 1)^2 [1 + (a - 1)z]} \Bigg|_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t; \quad (4)$$

– тип II:

$$\frac{(-1)(2z \ln a + 1)}{4a^{2z} \ln^2 a} \Bigg|_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t; \quad (5)$$

– тип III:

$$\frac{\left[(a^2 - 1)z \ln|1 + (a^2 - 1)z| \right]}{(a^2 - 1)^2} \Bigg|_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t; \quad (6)$$

– тип IV:

$$\left[\frac{z^2}{2} + 2(a - 1)\frac{z^3}{3} + (a - 1)^2 \frac{z^4}{4} \right] \Bigg|_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t; \quad (7)$$

– тип V:

$$\frac{a^{2z}}{4 \ln a} \left(2z - \frac{1}{\ln a} \right) \Bigg|_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t; \quad (8)$$

– тип VI:

$$\left[\frac{z^2}{2} + (a^2 - 1) \frac{z^3}{3} \right]_{z_1}^{z_2} = \gamma_0^2 BF \Delta t, \quad (9)$$

где B – термический коэффициент испарения, $B = \frac{(c_s^2 - 1)}{\eta T}$; F – молекулярный

коэффициент испарения, $F = \frac{P_0^2 \mu}{16R\rho}$;

μ – молярная плотность потока пара; P_s – давление насыщенного пара при температуре T ; P_0 – давление окружающей газовой среды; R – универсальная газовая постоянная; ρ – плотность жидкости; c_s – относительная концентрация насыщенного пара, $c_s = P_s/P_0$; η – коэффициент динамической вязкости парогазовой смеси, определяемый путем усреднения вязкостей компонентов η_1 и η_2 по парциальным давлениям P_s и P_0 :

$$\eta = \frac{\eta_1 P_s + \eta_2 P_0}{P_s + P_0}.$$

В процессах, протекающих при температурах $T < T_{кит}$, реализуется диффузионный режим массопереноса, подчиняющийся классическому уравнению Стефана [4], в котором отсутствует зависимость потока пара от радиуса капилляра. Тогда независимо от формы канала (цилиндрического, диффузорного или конфузорного) время испарения будет

определяться соотношением

$$\frac{L^2}{GA} \cdot \frac{(z_2)^2 - (z_1)^2}{2} = \Delta t, \quad (10)$$

где G – диффузионный коэффициент испарения, $G = \frac{P_0 \mu}{R\rho}$; $A(T)$ – термический

коэффициент испарения, $A(T) = \frac{D}{T} \ln \frac{1-\varphi}{1-c_s}$; D – коэффициент

взаимной диффузии пара и газа; φ – относительная влажность в среде, $\varphi = P_{01}/P_0$; P_{01} – давление паров испаряющейся жидкости в окружающем пространстве.

Моделирование высокотемпературного парообразования в сообщающихся каналах

Исследуем специфику интенсивного массопереноса при фазовых переходах в различных бинарных сочетаниях перечисленных типов капилляров (табл. 2, см. рис. 1). Через 0 обозначены цилиндрические каналы.

Табл. 2. Возможные сочетания капилляров в сообщающихся бинарных системах

	0	I	II	III	IV	V	VI
0	–	1	2	3	4	5	6
I	1	7	8	9	10	11	12
II	2	8	13	14	15	16	17
III	3	9	14	18	19	20	21
IV	4	10	15	19	22	23	24
V	5	11	16	20	23	25	26
VI	6	12	17	21	24	26	27

Подробно исследованные в [5] общающиеся двойные цилиндрические системы (0–0) в 27 вошедших в табл. 2 комбинаций не включены.

Как известно, при нормальных внешних условиях под действием капиллярных сил в сообщающихся сосудах уровень жидкости устанавливается тем выше, чем меньше их диаметр. В процессе преобразования сначала испаряется жидкость из более широкого, т. к. капиллярные силы в узком не дают уровням в них установиться на одной высоте. Нагревание эти силы уменьшает [6], поэтому из заполненных при нормальных условиях сообщающихся капилляров ($d_1 \neq d_2$) по достижении температур по-

рядка $T > T_{кин}$ происходит перетекание из узкого канала в широкий, замедляя движение столба жидкости в нем, но ускоряя его в смежном. Таким образом, при высоких температурах испарение из сообщающихся каналов должно протекать синхронно, причем время его будет зависеть от соотношения между радиусами.

Испарение из капилляра большего радиуса r_1 происходит интенсивнее, чем из узкого капилляра радиуса r_2 , поэтому за одинаковое время Δt поверхность фазового превращения сместится на различные расстояния l' и l'' соответственно (рис. 2, см. табл. 2).

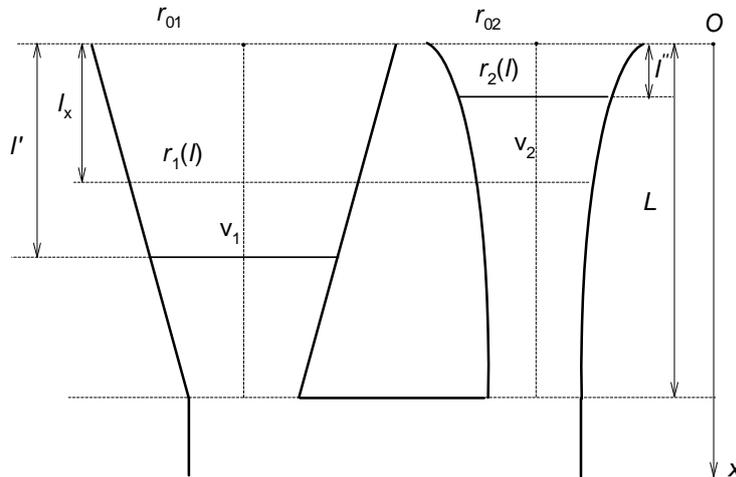


Рис. 2. Схема испарения из системы смежных диффузорных каналов смешанного типа (I–II)

Уровни однородной жидкости в сообщающихся каналах устанавливаются на одной высоте l_x . При этом новое положение межфазной границы определяется из условия несжимаемости жидкости, из которого следует равенство объема V_2 , перешедшего из малого капилляра, и V_1 , поступившего в широкий капилляр,

$$\pi r_1^2 (l' - l_x) = \pi r_2^2 (l_x - l'');$$

$$l_x = \frac{r_1^2 l' + r_2^2 l''}{r_1^2 + r_2^2}. \quad (11)$$

Или в относительных единицах

$$z_x = \frac{r_1^2 z' + r_2^2 z''}{r_1^2 + r_2^2} \quad (12)$$

($a_1 < 1, k_1 = 0$ и $a_2 < 1, k_2 < 0$) (модель 8).

За одинаковый промежуток времени Δt мениск в более широком из сообщающихся капилляров смещается дальше в процессе испарения жидкостей, чем в относительно узком (z'_2 и z''_2). Тем не менее, вследствие сообщаемости каналов, в них установится единый уровень z_x , определяемый выражения-

ми (11) и (12). Установившийся при предыдущем шаге общий уровень в обоих каналах z_x принимается за $z'_1 = z''_1$.

Применимость квазицилиндрического подхода к коническим каналам

Полученные в [5] формулы (11) и (12) применимы для капилляров переменного сечения с оговоркой, что интервал времени Δt должен быть достаточно

$$\frac{\Delta r}{r(z'_1)} = \frac{r(z'_1) - r(z'_2)}{r(z'_1)} = \delta \Rightarrow \Delta r = \delta r(z'_1); \tag{13}$$

$$r(z'_2) = r(z'_1) - \delta r(z'_1) = (1 - \delta)r(z'_1). \tag{14}$$

Для расширяющихся вглубь материала капилляров ($a > 1$) получим соответственно

$$r(z'_2) = (1 + \delta)r(z'_1). \tag{15}$$

Изменения радиусов возможных типов конических каналов (1)–(3) после подстановки в них (14) и (15) приводятся к виду (16), (18), (20):

$$r_0[1 + (a - 1)z'_2] = (1 + \delta)r_0[1 + (a - 1)z'_1], \tag{16}$$

откуда

$$z'_2 = \frac{(1 \pm \delta)[1 + (a - 1)z'_1] - 1}{a - 1}; \tag{17}$$

$$r_0 a^{z'_2} = (1 \pm \delta)r_0 a^{z'_1}, \tag{18}$$

соответствующему

$$z'_2 = z'_1 \log(1 \pm \delta); \tag{19}$$

$$r_0 \sqrt{1 + (a^2 - 1)z'_2} = (1 \pm \delta)r_0 \sqrt{1 + (a^2 - 1)z'_1}, \tag{20}$$

из которого следует

$$z'_2 = \frac{(1 \pm \delta)^2 [1 + (a - 1)z'_1] - 1}{(a^2 - 1)}. \tag{21}$$

мал, чтобы полагать изменения радиуса пренебрежимыми.

Выбор следующего шага для широкого капилляра z'_2 определяется его конусностью. При выбираемом смещении мениска изменением радиуса пренебрегаем с любой заданной погрешностью δ . Для сужающихся от поверхности каналов ($a < 1$)

При этом знак «плюс» соответствует $a > 1$, знак «минус» – $a < 1$.

За одинаковый интервал времени Δt , определяемый для любого из капилляров I–VI, 0 по формулам (4)–(10), соответственно, межфазные поверхности в разных каналах при независимом испарении прошли бы неодинаковые отрезки z'_2 и z''_2 . Определить один из них (z'_2) можно, задав исходное значение координаты $z'_1 = z''_1$, с требуемой точностью с помощью (17) – для I, IV, (19) – для II, V и (21) – для III, VI. Далее следует приравнять Δt в виде (4)–(10) для любой пары каналов из 27 возможных вариантов. Полученное уравнение позволит по известным параметрам z'_1, z''_1, z'_2 найти неизвестное значение z''_2 .

На таких значениях координат z'_2 и z''_2 установились бы мениски в каналах за одинаковое время при независимом испарении. Таким образом могут быть получены уравнения, связывающие z'_2 и z''_2 во всех бинарных сочетаниях капилляров различных типов (см. табл. 2).

При любом выбранном z'_2 в зависимости от формы канала по (17), (19) или (21) определяются z''_2 . Далее, со-

гласно (12), может быть найдено новое положение межфазной поверхности в сообщающихся капиллярах z_x .

Расчет положения межфазной поверхности z_2'' во втором капилляре по заданному уровню жидкости z_2' в первом

Для синхронизации процесса испарения в бинарных сочетаниях любых одно- и разнотипных капилляров (см. табл. 2) следует приравнять соответствующую пару выражений из комплекта формул (4)–(9). В качестве примера рассмотрим модель 8 (см. табл. 2), сочетающую диффузорные каналы смешанного типа (см. рис. 2), для которой время осушения капилляров I и II типов в вязком режиме определяется, в частности, выражениями (4)–(5), а в диффузионном – (10).

Вязкий – вязкий

$$\frac{1}{\gamma_{01}^2 B_1} \left[\frac{\ln|1+(a_1-1)z'| \cdot [1+(a_1-1)z'] + 1}{(a_1-1)^2 [1+(a_1-1)z']} \right]_{z_1'}^{z_2'} = \frac{1}{\gamma_{02}^2 B_2} \left[\frac{(-1)2z'' \ln a_2 + 1}{4a_2^{2z''} - 1)^2 [1+(a_1-1)z']} \right]_{z_1''}^{z_2''} \quad (22)$$

Вязкий – диффузионный

$$\frac{16}{\gamma_{01}^2 B_1 P_0} \left[\frac{\ln|1+(a_1-1)z'| \cdot [1+(a_1-1)z'] + 1}{(a_1-1)^2 [1+(a_1-1)z']} \right]_{z_1'}^{z_2'} = \frac{L^2}{A_2} \cdot \frac{(z'')^2}{2} \Big|_{z_1''}^{z_2''} \quad (23)$$

Диффузионный – вязкий

$$\frac{L^2}{A_1} \cdot \frac{(z')^2}{2} \Big|_{z_1'}^{z_2'} = \frac{16}{\gamma_{02}^2 B_2 P_0} \left[\frac{(-1)(2z'' \ln a_2 + 1)}{4a_2^{2z''} \ln^2 a_2} \right]_{z_1''}^{z_2''} \quad (24)$$

Диффузионный – диффузионный

$$\frac{L^2}{A_1} \cdot \frac{(z')^2}{2} \Big|_{z_1'}^{z_2'} = \frac{L^2}{A_2} \cdot \frac{(z'')^2}{2} \Big|_{z_1''}^{z_2''} \quad (25)$$

Алгоритм расчета времени осушения бинарных сочетаний сообщающихся каналов в неизотермических условиях

Для каждого из сочетаний цилиндрических и конических капилляров исследовано по четыре варианта возможных режимов испарения жидкостей в смежных капиллярах при различных температурах вблизи T кипения: вязкий ($T > T_{кип}$) – вязкий ($T > T_{кип}$), вязкий ($T > T_{кип}$) – диффузионный ($T < T_{кип}$), диффузионный ($T < T_{кип}$) – вязкий ($T > T_{кип}$), диффузионный ($T < T_{кип}$) – диффузионный ($T < T_{кип}$). Получены уравнения, позволяющие находить положение межфазной поверхности на каждом очередном шаге для любого сочетания сообщающихся капилляров. Так, если задан шаг в одном из них (z_2'), то полученные алгебраические уравнения позволяют определить за то же время положение испаряющей поверхности (z_2''). Затем с помощью формулы (12) находят общий уровень жидкости z_x в исследуемой бинарной системе капилляров, который становится исходным для очередного последующего шага. Длительность каждого шага в зависимости от формы выбранного канала рассчитывается по соответствующей формуле из (4)–(10). Суммированием всех интервалов Δt_i может быть установлено полное время осушения системы ($0 \leq z \leq 1$).

Заключение

Впервые влияние сообщаемости пор на интенсивность высокотемпературного парообразования в неизотерми-

ческих условиях было рассмотрено в [7] на модели цилиндрических каналов. В результате оказалось возможным внести поправки в расчётное время удаления влаги, основанное на оценках по одиночной модели. Позднее в [8] теория была обобщена на капилляры произвольной формы, что позволило по известной структуре пористого пространства в изотермических условиях смоделировать испарение из бинарной системы взаимосвязанных капилляров любого типа. В настоящем исследовании разработан вычислительный алгоритм расчёта времени осушения бинарных моделей в неизотермических условиях, обусловленных неравномерным прогревом тела. Полученный результат является наиболее общим из имеющихся в литературе.

лизовать испарение из бинарной системы взаимосвязанных капилляров любого типа. В настоящем исследовании разработан вычислительный алгоритм расчёта времени осушения бинарных моделей в неизотермических условиях, обусловленных неравномерным прогревом тела. Полученный результат является наиболее общим из имеющихся в литературе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Испарение жидкостей из капилляров переменного сечения / Н. И. Гамаюнов [и др.] // ИФЖ. – 1984. – Т. 47, № 4. – С. 647–651.
2. **Малышев, В. Л.** Влияние структуры гетерогенных сред на испарение жидкостей при интенсивном тепловом воздействии / В. Л. Малышев // ТВТ. – 2009. – Т. 47, № 4. – С. 584–588.
3. **Малышев, В. Л.** Интенсивность испарения перегретых жидкостей из конических каналов / В. Л. Малышев // Весці НАНБ. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2010. – № 1. – С. 71–76.
4. **Лыков, А. В.** Теплообмен : справочник / А. В. Лыков. – Москва : Энергия, 1972. – 560 с.
5. **Малышев, В. Л.** Вязкий режим испарения жидкостей в системе испаряющихся капилляров / В. Л. Малышев // Весн. Магілёў. дзярж. ун-та імя А. А. Куляшова. – 2009. – № 4 (34). – С. 178–184.
6. **Ершова, Г. Ф.** Температурная зависимость толщины полимолекулярных адсорбционных плёнок воды на поверхности кварца / Г. Ф. Ершова, З. М. Зорин, Н. В. Чураев // Колл. журн. – 1975. – Т. 37, № 1. – С. 208–210.
7. **Малышев, В. Л.** Испарение из смежных цилиндрических каналов при наличии поперечного градиента температуры / В. Л. Малышев, А. В. Шлапаков // Вестн. Могилев. гос. ун-та продовольствия. – 2015. – № 2 (19). – С. 88–94.
8. **Малышев, В. Л.** Влияние сообщаемости пор на интенсивность массообменных процессов в бинарных капиллярных системах произвольной формы / В. Л. Малышев, Т. В. Светлова // Весн. Магілёў. дзярж. ун-та імя А. А. Куляшова. Сер. В. – 2013. – № 2 (42). – С. 84–94.

Статья сдана в редакцию 20 марта 2018 года

Владимир Львович Малышев, канд. физ.-мат. наук, доц., Могилевский государственный университет продовольствия. E-mail: malyshev@tut.by.

Vladimir Lvovich Malyshev, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Mogilev State University of Food Technologies. E-mail: malyshev@tut.by.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 625.72: 528.4

Ю. А. Катькало, Н. В. Тулуевский, А. С. Литвинчук, А. И. Макеев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ КОНСТРУКЦИИ ЗАКРУГЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ДОРОГИ

UDC 625.72: 528.4

Y. A. Katkalo, N. V. Tuluevskiy, A. S. Litvinchuk, A. I. Makeev

DETERMINATION OF GEOMETRIC DESIGN OF A HIGHWAY CURVE

Аннотация

Представлен новый способ определения геометрической конструкции закругления автомобильной дороги с использованием электронного тахеометра.

Ключевые слова:

автомобильная дорога, закругление автомобильной дороги, круговая кривая, клотоида, круговая с переходными кривыми, электронный тахеометр.

Abstract

A new technique for determining the geometric design of a curve in a highway using the electronic tachometer is presented.

Keywords:

highway, highway curve, circular curve, clothoid, circular curve with transition curves, electronic tachometer.

Существующее положение

При оценке качества строительства, при обследовании и паспортизации автомобильных дорог определяют на местности их действительные геометрические параметры [1], в том числе радиусы кривых в плане. Вначале необходимо узнать вид геометрической конструкции закругления: круговая кривая, клотоида, круговая с переходными кривыми. В настоящее время решение этого вопроса представлено в [2, 3]. Определение геометрической конструкции закругления дороги начинается с отыска-

ния на местности точек его начала *НК* и конца *КК*. Для этого на прямом участке, предшествующем закруглению, на наружной кромке проезжей части закрепляют две точки: *A* и *B*. Расстояние между этими точками составляет 30...40 м. В точке *B* устанавливают теодолит (рис. 1).

Визируют на вежу, установленную в точке *A*. Переводят трубу через зенит. Затем по кромке проезжей части перемещают вежу, наблюдая за ней в зрительную трубу прибора. При устойчивом отклонении вехи от вертикальной нити сетки фиксируют точку, которая

является началом закругления *НК*. Поступая подобным образом, находят с другой стороны точку *КК*, конец закругления. После этого приступают непосредственно к определению геометрической конструкции закругления с помощью теодолита.

На кромке покрытия через 10 м закрепляют точки 1, 2, 3, ... (рис. 2).

Устанавливают теодолит в начало кривой *НК* и визируют на точку *A* (см. рис. 1). Переводят трубу через зенит и от полученного направления последовательно наводят трубу на точки 1, 2, 3, ... и измеряют горизонтальные углы $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots$.

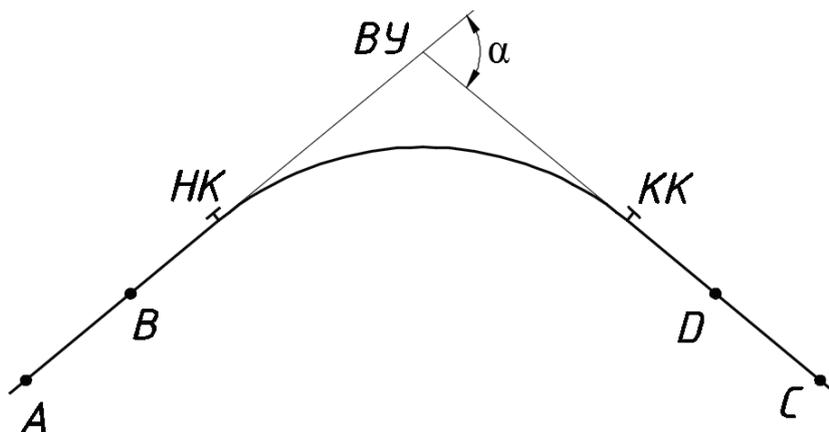


Рис. 1. Схема к определению на местности точек *НК*, *КК*

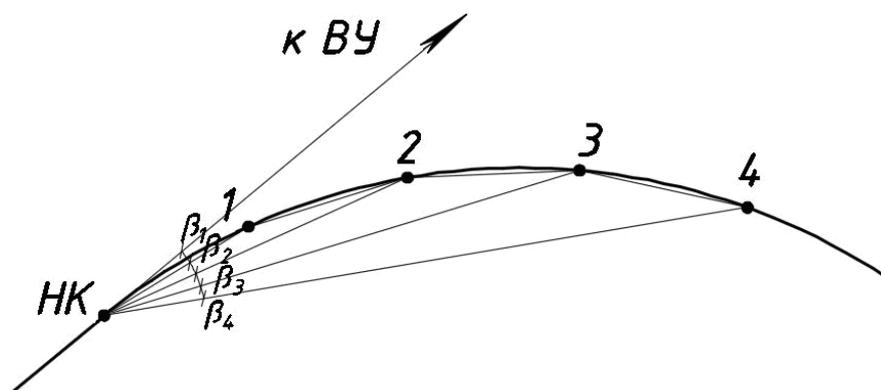


Рис. 2. Определение геометрической конструкции закругления с помощью теодолита

Далее в [2] приводятся утверждения. Если $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3 < \dots < \beta_i$, то закругление имеет переходные кривые. Если при дальнейшем измерении углов наступает их равенство, $\beta_i = \beta_{i+1} = \beta_{i+2} = \beta_{i+3} = \dots$, то в точке *i* приближенно находится конец

переходной кривой *КПК* и, что то же самое, начало круговой *НКК*. Отметим, что последнее утверждение не всегда верно. Равенство углов $\beta_i, \beta_{i+1}, \beta_{i+2}, \dots$ соблюдается только на закруглении из круговой кривой при установке теодо-

лита в ее начале. Если закругление состоит из круговой и двух переходных кривых, то теодолит устанавливается в начале переходной кривой *НПК*. Других точек на местности для его установки нет. В такой ситуации на переходной кривой углы β_i постепенно увеличиваются, а в пределах круговой кривой равенство углов не наступает, значения их продолжают увеличиваться. Значит, точка конца переходной кривой *КПК* не определяется. Описываемый способ указывает только на наличие в закруглении переходной кривой.

Имеется еще один способ опреде-

ления переходной кривой в закруглении [2]. Вблизи начала закругления на кривой (рис. 3) выбирают произвольную точку 1 и от нее через 10 м по кромке проезжей части отмечают точки 2, 3, 4, 5, Между точками 1–3, затем 2–4, 3–5 и т. д. натягивают ленту рулетки и на середине отрезка измеряют стрелы f_1, f_2, f_3, \dots . Если $f_1 < f_2 < f_3 < \dots$, то закругление имеет переходную кривую и ее конец *КПК* находится посередине между точками i и $i+1$, в которых $f_i < f_{i+1} = f_{i+2} = \dots$. Такой способ дает весьма примерные результаты.

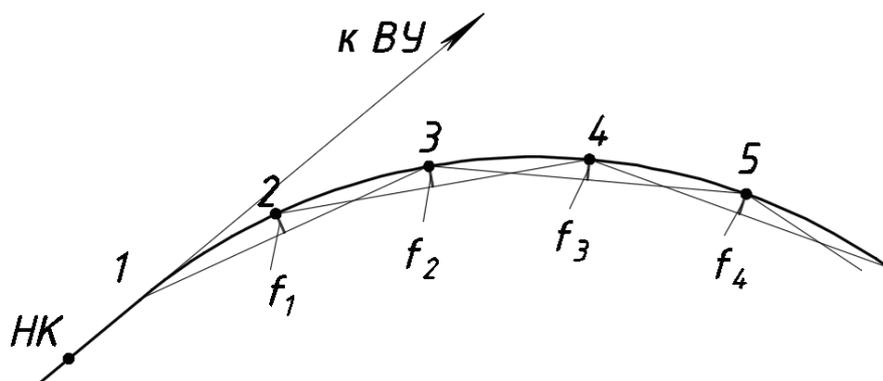


Рис. 3. Определение геометрической конструкции закругления по стрелам с помощью рулетки

Подойдем более строго к решению рассматриваемой задачи.

Определение геометрической конструкции закругления

Новый подход к определению геометрической конструкции закругления возможен с использованием современных электронных приборов. Вначале, как и в рассмотренной ситуации, находим точки *НК* и *КК*. При этом используем электронный тахеометр. Устанавливаем его в точке *В* (см. рис. 1). На горизонтальном круге электронного тахеометра фиксируем отсчет ГК, равный 180° , и визируем на точку *А*. Изме-

ряем расстояние до этой точки $l_{ВА}$. Поворачиваем зрительную трубу на 180° и получаем продолжение направления *А–В* при отсчете ГК, равном 0° . По наружной кромке проезжей части перемещаем вежу с призмным отражателем. При наблюдении в зрительную трубу определяем момент устойчивого смещения вехи от вертикальной нити сетки. Получаем точку *НК₁*. Закрепляем ее. Для повышения точности определяем точку *НК₂* и по внутренней кромке проезжей части (рис. 4). За окончательное принимаем среднее положение точки *НК* из определений по обеим кромкам. Измеряем расстояние до точки *НК* – $l_{ВНК}$.

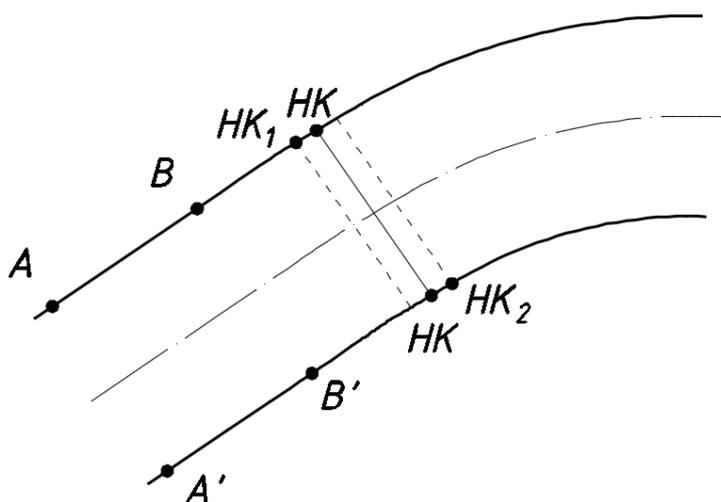


Рис. 4. Нахождение среднего положения точки HK

Действуя подобным образом из закрепленных точек C и D (см. рис. 1), получаем положение точки KK .

Имея на местности точку HK и направление на вершину угла поворота трассы $BУ$ как продолжение направления AB , задаем систему прямоугольных координат. Начало коор-

динат находится в точке HK . Ось X направлена по касательной к вершине угла $BУ$, ось $У$ – по перпендикуляру внутрь закругления.

Рассмотрим следующую ситуацию. Закругление состоит только из круговой кривой (рис. 5).

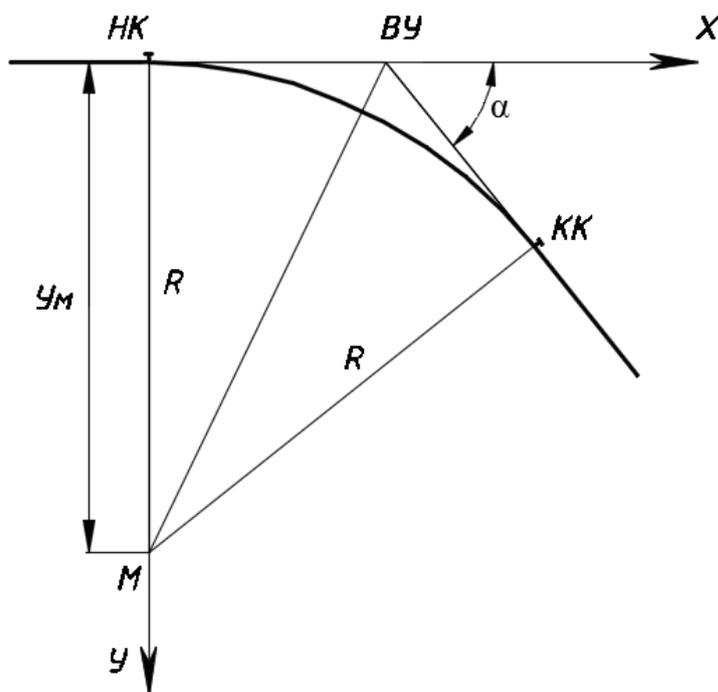


Рис. 5. Круговая кривая

Круговая кривая как элемент автомобильной дороги является частью окружности. В заданной системе координат уравнение круговой кривой

$$(X - X_M)^2 + (Y - Y_M)^2 = R^2,$$

где X_M, Y_M – прямоугольные координаты центра окружности; R – радиус

круговой кривой.

Координаты центра такой кривой $X_M = 0, Y_M = R$.

Рассмотрим другую ситуацию. Закругление состоит из круговой и двух переходных кротоидных кривых (рис. 6).

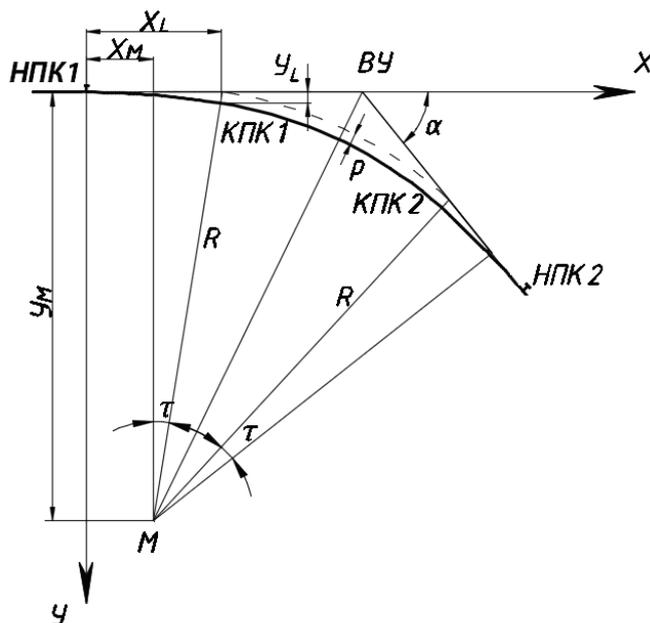


Рис. 6. Круговая с переходными кривыми

В этом случае координаты центра круговой кривой

$$X_M = t, \quad Y_M = R + p,$$

где t – дополнительный тангенс; p – сдвигка круговой кривой.

Дополнительный тангенс вычисляется по формуле

$$t = X_L - R \sin \tau,$$

а сдвигка круговой кривой

$$p = Y_L - R(1 - \cos \tau),$$

где X_L, Y_L – прямоугольные координаты конца переходной кривой; τ – угол

наклона касательной к концу переходной кривой.

$$X_L = L \left(1 - \frac{L^2}{40R^2} \right), \quad Y_L = \frac{L^2}{6R} \left(1 - \frac{L^2}{56R^2} \right),$$

$$\tau = \frac{L}{2R}.$$

Дополнительный тангенс представим в следующем виде:

$$t = L \left(1 - \frac{L^2}{40R^2} \right) - R \sin \tau.$$

Функцию $\sin \tau$ разложим в степенной ряд:

$$\sin \tau = \tau - \frac{\tau^3}{3!} + \frac{\tau^5}{5!} - \dots \quad t = \frac{L}{2},$$

Для обеспечения необходимой точности достаточно ограничиться первыми двумя членами ряда. Тогда

$$t = \frac{L}{2} - \frac{L^3}{240R^2}.$$

При заданных в соответствии с ТКП 45–3.03–19–2006 [4] значениях L и R величина $\frac{L^3}{240R^2}$ не превосходит 0,02 м – при радиусах 600...2000 м; 0,05 м – при радиусах 500 м; 0,09 и 0,10 м – при радиусах соответственно 400 и 300 м, что находится в пределах погрешности и не оказывает практического влияния на величину t . Таким образом, можно принять, что

а длина переходной кривой $L = 2t$.

При тех же заданных значениях L и R [4] сдвигка p часто не превосходит $\frac{1}{1000}$, а в крайних случаях (при $R = 300$ м) $\frac{1}{125}$ величины радиуса. При определении действительных радиусов закруглений такая ошибка вполне допустима и практически не оказывает влияния на величину Y_M .

Из изложенного следует, что для определения конструкции закругления надо знать прямоугольные координаты его центра X_M и Y_M . Эти координаты можно вычислить по известным формулам, если имеются прямоугольные координаты трех точек круговой кривой.

$$X_M = -\frac{1}{2} \cdot \frac{y_1(x_2^2 + y_2^2 - x_3^2 - y_3^2) + y_2(x_3^2 + y_3^2 - x_1^2 - y_1^2) + y_3(x_1^2 + y_1^2 - x_2^2 - y_2^2)}{x_1(y_2 - y_3) + x_2(y_3 - y_1) + x_3(y_1 - y_2)},$$

$$Y_M = \frac{1}{2} \cdot \frac{x_1(x_2^2 + y_2^2 - x_3^2 - y_3^2) + x_2(x_3^2 + y_3^2 - x_1^2 - y_1^2) + x_3(x_1^2 + y_1^2 - x_2^2 - y_2^2)}{x_1(y_2 - y_3) + x_2(y_3 - y_1) + x_3(y_1 - y_2)}.$$

Прямоугольные координаты точек кривой измеряем на местности электронным тахеометром. Устанавливаем его на свободной станции в точке S (рис. 7).

Местоположение электронного тахеометра и его ориентация определяются с помощью функции «обратная засечка». Опорными являются точки HK , B , A . Их прямоугольные координаты

$$X_{HK} = 0, \quad Y_{HK} = 0, \quad X_B = -l_{BHK}, \\ Y_B = 0, \quad X_A = -(l_{BHK} + l_{BA}), \quad Y_A = 0.$$

Зная прямоугольные координаты точек HK , A , B , измеряем электронным тахеометром прямоугольные координаты станции X_S и Y_S .

Выбираем несколько точек в середине закругления, на круговой его части и электронным тахеометром со свободной станции измеряем их прямоугольные координаты $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3$. Вычисляем координаты центра X_M, Y_M по трем точкам закругления.

Полученные значения X_M, Y_M позволяют установить геометрическую конструкцию закругления. Если величина X_M близка к нулю, то закругление состоит только из круговой кривой.

Если X_M имеет значительную величину, примерно 50 м и более, то закругление содержит переходные кривые. Длину переходной кривой L принимаем равной $2X_M$.

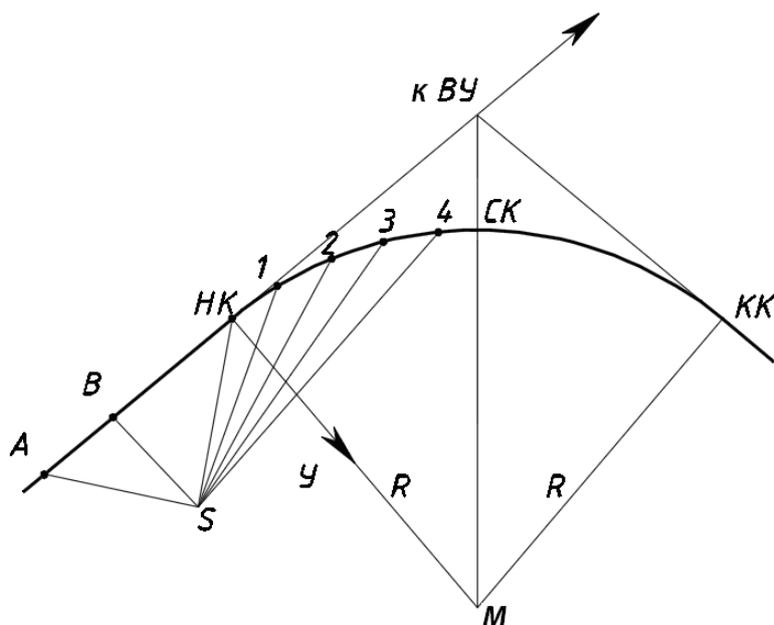


Рис. 7. Схема к определению прямоугольных координат центра закругления

Установив длину переходной кривой, вычисляем прямоугольные координаты X_L , Y_L ее конечной точки $КПК$. Разбивку точки $КПК$ выполняем электронным тахеометром способом прямоугольных координат от станции S .

Конец переходной кривой $КПК$ можно отыскивать на местности и по-другому, отмеряя длину L по кромке проезжей части дорожным курвиметром.

Значение Y_M практически дает величину радиуса R круговой кривой. Для более точного определения радиуса R следует воспользоваться способами, приведенными в [5, 6].

Координаты X_M , Y_M надо определить несколько раз в пределах круговой кривой и за окончательные величины принять их средние значения.

Если предполагается, что закругление состоит только из клотоидной кривой, то для проверки этого следует по наружной кромке покрытия с интервалом 10 м закрепить точки от начала до середины кривой. Затем последовательно по трем точкам определить величины X_M . Если значения X_M постоянно уменьшаются и равенство их не наступает, то это указывает на отсут-

ствие круговой кривой в закруглении. Такое закругление состоит только из клотоидной кривой.

В итоге при использовании представленного способа устанавливаем геометрическую конструкцию закругления и получаем значения длины переходной кривой L и радиуса круговой кривой R . На местности имеем закрепленные точки закругления $НПК1$, $КПК1$ ($НКК$), $НПК2$, $КПК2$ ($ККК$).

Выводы

Представлен новый способ определения на местности геометрической конструкции закругления автомобильной дороги.

По измеренным электронным тахеометром прямоугольным координатам точек круговой кривой вычисляются прямоугольные координаты центра дорожного закругления X_M , Y_M .

Полученные координаты X_M , Y_M позволяют определить геометрическую конструкцию закругления:

– если величина X_M близка или равна нулю, то закругление состоит только из круговой кривой и радиус её R равен величине Y_M ;

– если величина X_M имеет некоторое значение, примерно 50 м и более, то закругление содержит переходные кривые; длина переходной кривой L равна $2X_M$, а радиус круговой кривой

равен величине U_M .

Положение на местности конца переходной кривой KPK при закреплённом ее начале HPK определяется электронным тахеометром.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ТКП 059-2007.** Автомобильные дороги. Правила устройства. – Минск, 2007. – 94 с.
2. **Кузьмин, В. В.** О методике и точности определения радиуса круговой кривой на закруглении автомобильной дороги / В. В. Кузьмин // Инженерная геодезия. – 1987. – Вып. 30. – С. 46–49.
3. **Ганьшин, В. Н.** Геодезические работы при реконструкции промышленных предприятий / В. Н. Ганьшин, Б. И. Коськов, И. М. Репалов. – Москва, 1990. – 149 с.
4. **ТКП 45-3.03-19-2006.** Автомобильные дороги. Нормы проектирования. – Минск, 2006. – 42 с.
5. Определение действительных радиусов на закруглениях автомобильных дорог электронным тахеометром / Ю. А. Катькало [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 89–95.
6. Определение радиусов закруглений автомобильных дорог способом прямоугольных координат / Ю. А. Катькало [и др.] // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 1. – С. 98–102.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2017 года

Юрий Анатольевич Катькало, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-47-41-64.

Николай Владимирович Тулуевский, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-15-02-34.

Артем Сергеевич Литвинчук, студент, Белорусско-Российский университет.

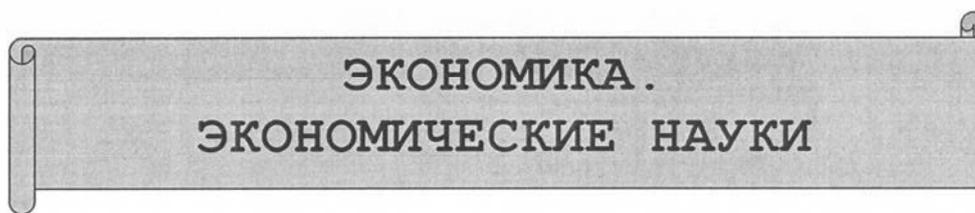
Андрей Иванович Макеев, студент, Белорусско-Российский университет.

Yury Anatolyevich Katkalo, Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-47-41-64.

Nikolai Vladimirovich Tuluevskiy, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-15-02-34.

Artem Sergeyeovich Litvinchuk, student, Belarusian-Russian University.

Andrei Ivanovich Makeev, student, Belarusian-Russian University.



УДК 339.001

Т. В. Пузанова, М. В. Денисенкова

ОБОСНОВАНИЕ ПЛАНА ПРОДАЖ ПРЕДПРИЯТИЯ ОПТОВОЙ ТОРГОВЛИ

UDC 339.001

T. V. Puzanova, M. V. Denisenkova

JUSTIFICATION OF WHOLESALE BUSINESS SALES TARGETS

Аннотация

Предложена методика планирования для предприятия оптовой торговли IT- товарами в сфере B2B (business-to-business) с применением матричных методов анализа среды и стратегического анализа, прогноза спроса на отдельные товарные группы с использованием регрессионной модели и определения плановых объёмов реализации на основе многокритериальной оптимизации.

Ключевые слова:

предприятие оптовой торговли, матричные методы, методы оценки конкурентоспособности, ценовая политика.

Abstract

The planning methodology for the wholesale IT-product business in the B2B (business-to-business) domain is developed and proposed using matrix methods of environmental and strategic analysis, the forecast of demand for individual product groups using the regression model and the determination of planned sales volumes based on multi-criteria optimization.

Keywords:

wholesale business, matrix methods, competitiveness evaluation methods, price policy.

Планирование является важнейшим аспектом предпринимательской практики для всех сфер бизнеса. Темпы изменения экономических условий в сегодняшнем мире настолько высоки, что планирование деятельности фирмы как важнейшая функция управления является единственным способом прогнозирования и успешной работы в будущем любой организации. Предприятие, не умеющее планировать свою деятельность или не видящее в этом необходимости, а тем более в малом бизнесе, са-

мо становится объектом планирования и средством достижения чужих целей.

Объектом исследования в работе является деятельность представителя малого бизнеса – компании ООО «Компьютеры и Периферия», международной дистрибьюторской компании, работающей с 1995 г. в оптовой торговле компьютерной техникой в Беларуси. Компания работает в сфере B2B (business-to-business), т. е. обеспечивает другие производственные компании средствами производства, товарами для

профессионального использования, дополнительным оборудованием, сопроводительными услугами.

В современных условиях успешная производственно-хозяйственная деятельность предприятий может быть только при своевременном использовании ими инновационных продуктов, технологий, форм организации и процессов. Большинство из них базируется на применении современных компьютерных технологий и оборудования. Это обуславливает актуальность продвижения указанных продуктов на соответствующем рынке. Своеобразным инновационным посредником, который берет на себя функцию сведения продавцов и покупателей инновационных продуктов, может стать оптовая торговля как составная часть сферы материального производства, способствующая развитию инновационной деятельности субъектов хозяйствования.

Однако компьютерная техника как средство производства и товар для профессионального использования подвер-

жена повышенному моральному износу, что необходимо учитывать при планировании деятельности рассматриваемой торговой компании.

Для того чтобы выжить и успешно развиваться в условиях конкуренции, компания должна следить за всеми изменениями на рынке (требованиями потребителей, соотношением цен, конкуренцией), а также за производством новых изделий, введением новых элементов в дистрибьюторскую сеть.

Одним из важнейших этапов планирования в данном случае является применение SWOT-анализа, который иначе называют матрицей первичного стратегического анализа. Это наиболее простой и доступный метод, позволяющий интегрировать различные аспекты внешней и внутренней среды и способный помочь в выборе оптимальной маркетинговой стратегии [1, с. 255].

Выбор сильных и слабых сторон, возможностей и угроз предприятия представлен на рис. 1.

Сила	Слабость
1 Собственные складские помещения 2 Ценовая политика (скидки и бонусы) 3 Широкий ассортимент товаров 4 Широкий спектр вариантов доставки заказов по РБ 5 Возможность кредитования клиентов 6 Наличие фирменного магазина	1 Потребность в аренде офисных помещений 2 Высокая текучесть кадров 3 Отсутствие бесплатного гарантийного обслуживания (за исключением продукции фирмы НР) 4 Неблагоприятное изменение курсов иностранных валют 5 Недостатки в рекламной политике
Возможности	Угрозы
1 Возможность сотрудничества с зарубежными странами (Грузия, Армения, Азербайджан, Таджикистан) 2 Стабильная политическая обстановка в РБ и странах СНГ 3 Создание законодательной базы, ориентированной на улучшение рыночных условий для малого бизнеса 4 Рост доходов населения 5 Перспективы роста отрасли 6 Спрос на инновационную продукцию 7 Наличие постоянных заказчиков на продукцию	1 Изменение курса валют 2 Нестабильная экономическая обстановка 3 Приток новых конкурентов в отрасль 4 Изменения в законодательстве в сфере арендных отношений 5 Снижение уровня покупательской способности 6 Повышение цен на поставляемые товары 7 Дефицит квалифицированного персонала

Рис. 1. Матрица сильных и слабых сторон, возможностей и угроз SWOT-анализа

Чтобы увязать факторы внутренней и внешней среды, применяется балльная оценка взаимодействия каждой пары факторов и формируется матрица комплексных оценок. Выбор в пользу наиболее значимого с точки зрения стратегии квадранта делается исходя из максимальных по модулю количественных оценок. Для каждой зоны матрицы формируются варианты стратегических действий, а соотношение количественных значений, полученных по принятой в SWOT-анализе

методике, позволяет выбрать стратегию под номером 1, которая раскрыта более детально в табл. 1.

Для конкретизации стратегии применим SPACE-анализ, который позволяет формировать стратегию предприятия в целом. Результаты оценок необходимых групп факторов представлены в табл. 2–5.

Полученные оценки позволили построить четырёхугольник в соответствующей системе координат (рис. 2).

Табл. 1. Матрица стратегий компании

	Возможностей > угроз	Угроз > возможностей
Сильных сторон > слабых сторон	1 Поддержание конкурентных цен по сравнению с ценами на аналогичную продукцию оптовых продавцов-конкурентов для повышения привлекательности среди потребителей. Расширение ассортимента товаров с целью удержания и расширения конкурентных позиций на внутреннем рынке	3 Использование своих ценовых преимуществ перед основными конкурентами с целью удержания прежней доли на внутреннем рынке. Незначительное повышение цен на товары по сравнению с конкурентами после удорожания закупаемой продукции
Слабых сторон > сильных сторон	2 Фирма, невзирая на преобладание у неё слабых сторон, действует в благоприятном внешнем окружении и должна стремиться к улучшению своей конкурентной позиции	4 Постепенное уменьшение активности и плановый уход из сферы деятельности или привлечение дополнительного капитала для укрепления позиций на рынке

Табл. 2. Факторы стабильности обстановки (ES)

Фактор	Коэффициент веса	Балл
Темпы инфляции	0,2	1
Курс валют	0,2	5
Изменчивость спроса	0,1	3
Диапазон цен конкурирующих продуктов	0,2	2
Препятствия для доступа на рынок	0,05	2
Давление конкурентов	0,2	3
Ценовая эластичность спроса	0,05	1
Взвешенная оценка группы факторов	1	2,65

Табл. 3. Факторы финансового потенциала (FS)

Фактор	Коэффициент веса	Балл
Прибыль	0,25	4
Финансовая зависимость	0,2	4
Ликвидность	0,04	5
Необходимый имеющийся капитал	0,25	4
Поток средств	0,2	4
Лёгкость ухода с рынка	0,01	1
Риск предприятия	0,05	5
Взвешенная оценка группы факторов	1	4,06

Табл. 4. Факторы привлекательности отрасли (IS)

Фактор	Коэффициент веса	Балл
Уровень конкуренции	0,2	3
Стадия жизненного цикла данного сектора	0,05	6
Зависимость сектора от конъюнктуры	0,05	2
Общественная привлекательность сектора	0,2	6
Применимость реализуемой продукции в других секторах	0,3	6
Стабильность прибыли	0,2	5
Взвешенная оценка группы факторов	1	5

Табл. 5. Факторы конкурентных преимуществ (CA)

Фактор	Коэффициент веса	Балл
Доля участия предприятия в рынке	0,2	2
Цикл замены товара	0,01	1
Структура ассортимента товара	0,2	2
Способность к осуществлению маркетинга	0,15	2
Возможность активного воздействия на уровень цен	0,15	3
Связи с потребителями	0,15	2
Рентабельность продажи	0,14	3
Взвешенная оценка группы факторов	1	2,28

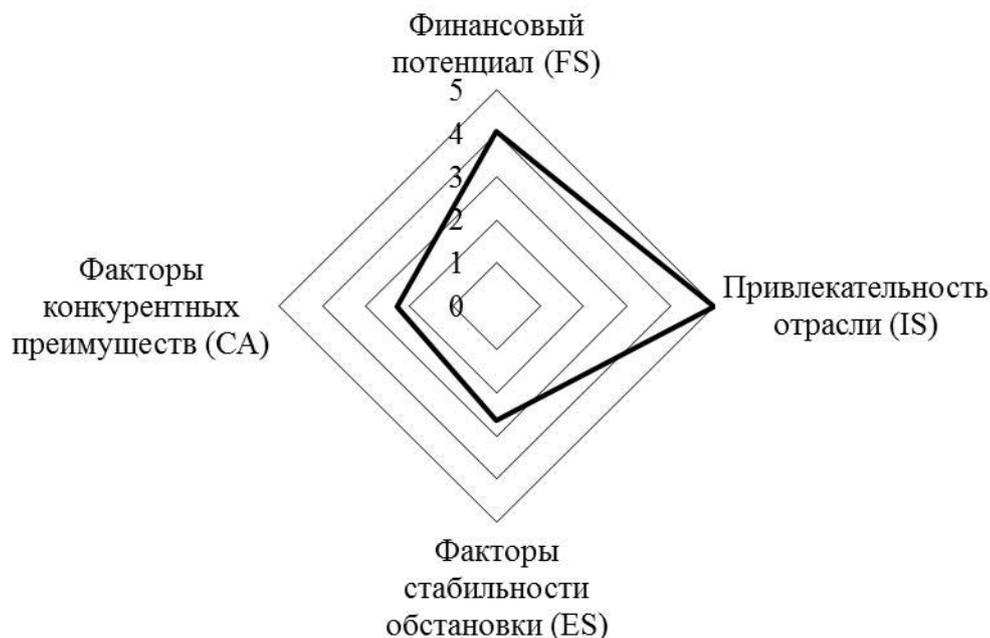


Рис. 2. Графическая модель SPACE-анализа

В соответствии с рисунком целесообразно выбирать агрессивный вид стратегии, которая рекомендуется для привлекательной отрасли с незначительной неопределённостью обстановки. Компания получает конкурентное преимущество, которое она может сохранить и преумножить с помощью финансового потенциала. Угрозы незначительны, следовательно, необходимо сконцентрироваться на обеспечении собственных интересов. Механизмы стратегии направлены на расширение продаж, ценовую войну с конкурентами, освоение новых секторов рынка, продвижение брендов.

Маркетинговая концепция предусматривает широкий ассортимент товаров (свыше 15 тыс. наименований) и оказание ремонтных и транспортных услуг, что, в свою очередь, укрепляет позиции предприятия на рынке и расширяет рынки сбыта [2, с. 82].

Доля рынка компании ООО «Компьютеры и периферия» в общем объёме рынка ИТ-продукции в Республике Беларусь, а также сравнитель-

ный анализ фирмы ООО «Компьютеры и периферия» с её основными конкурентами представлены в табл. 6.

Для оценки сбалансированности портфеля номенклатурных групп реализуемой продукции ИТ-отрасли необходима разработка маркетинговой концепции с применением матрицы BCG (рис. 3). Построение матрицы осуществлялось на основе данных об объемах реализации продукции при условии, что разметка матрицы по оси X определялась с применением закона Парето (20 : 80), а по оси Y граница определялась по относительной доле рынка со значением 1,5.

Анализ матрицы показал, что наибольшую долю занимают ноутбуки и персональные компьютеры, которые в то же время имеют высокий темп роста и относятся к позиции «Звёзды». Принтеры и МФУ также имеют большую долю в товарообороте при относительно невысоком темпе роста и относятся к позиции «Дойные коровы». Остальные номенклатурные группы имеют значительно меньшую относительную долю

на рынке с темпами роста также более 100 %. Таким образом, можно сделать вывод о постоянном росте объемов про-

даж всех видов товаров и сбалансированности портфеля предлагаемых товаров на рынке.

Табл. 6. Сравнительный анализ ООО «Компьютеры и периферия» с основными конкурентами

Товарная группа	Доля рынка ООО «КиП» в общем объеме рынка РБ, %	Наличие товарных групп у основных конкурентов							
		Asbis	Белый картридж	Elkor	Канцелярские машины	Нереида	Трейденс	Успех	CDL
HP Ink:									
ноутбуки и персональные компьютеры	85	–	–	+	–	–	–	–	–
принтинг HP	70	–	–	+	–	–	–	–	–
расходные материалы HP/Samsung	35	–	–	–	–	+	–	–	–
HP Enterprise:									
серверное оборудование	35	–	–	+	–	–	–	–	–
сетевое оборудование	40	–	–	+	–	–	–	–	–
система хранения данных	45	–	–	+	–	–	–	–	–
Aruba-сетевое	30	–	–	+	–	–	–	–	–
Microfocus	25	–	–	+	–	–	–	–	–
Canon:									
фотовидеотехника	50	–	–	–	–	–	–	–	+
расходные материалы	40	–	–	–	+	–	–	–	+
принтеры и МФУ	25	–	–	–	+	–	–	–	+
копиры	15	–	–	–	+	–	–	–	+
Microlab-акустика	50	–	–	–	–	–	+	–	–
Benq/BenqZowie	30	–	–	–	–	–	–	+	–
Ricoh	50	–	+	–	–	–	–	–	–
Huawei (Enterprise)	60	+	–	–	–	–	–	–	–
AEG/Planet/Geovision	10	–	–	–	–	–	–	–	–
Toshiba/Iris/Bitdefender	10	–	–	–	–	–	–	–	–
AsusEnterprise (серверные платформы), серверов	30	–	–	–	–	–	–	–	+

Для анализа ассортиментной политики по фирмам-производителям ноутбуков и персональных компьютеров как наиболее значимой группы применим матрицу BCG при условии, что разметка матрицы по оси X определяется с применением закона Парето (20 : 80), а по оси Y считаем, что высокий темп роста принят у рынка, где годовой темп роста превышает 10 %.

На основе данных по темпам роста объемов товарооборота и доли каждой номенклатурной группы в общем объеме продаж за 2014–2017 гг. построена матрица BCG (рис. 4).

В первый квадрант матрицы BCG попали фирмы Apple и Prestigio, на гра-

нице этого квадранта находится фирма Dell. Существует большая вероятность, что этот сегмент бизнеса можно перевести в «Звезды». В квадранте «Собаки» сосредоточена фирма Acer. Эта товарная группа характеризуется низкой относительной долей рынка на медленно растущем рынке, приносит мало прибыли и является неперспективной для анализируемого малого предприятия, что объясняется низким спросом на данный вид товара.

Анализируемая группа товаров подвержена сильному влиянию морального износа, что объясняет высокую динамику развития данного продукта.

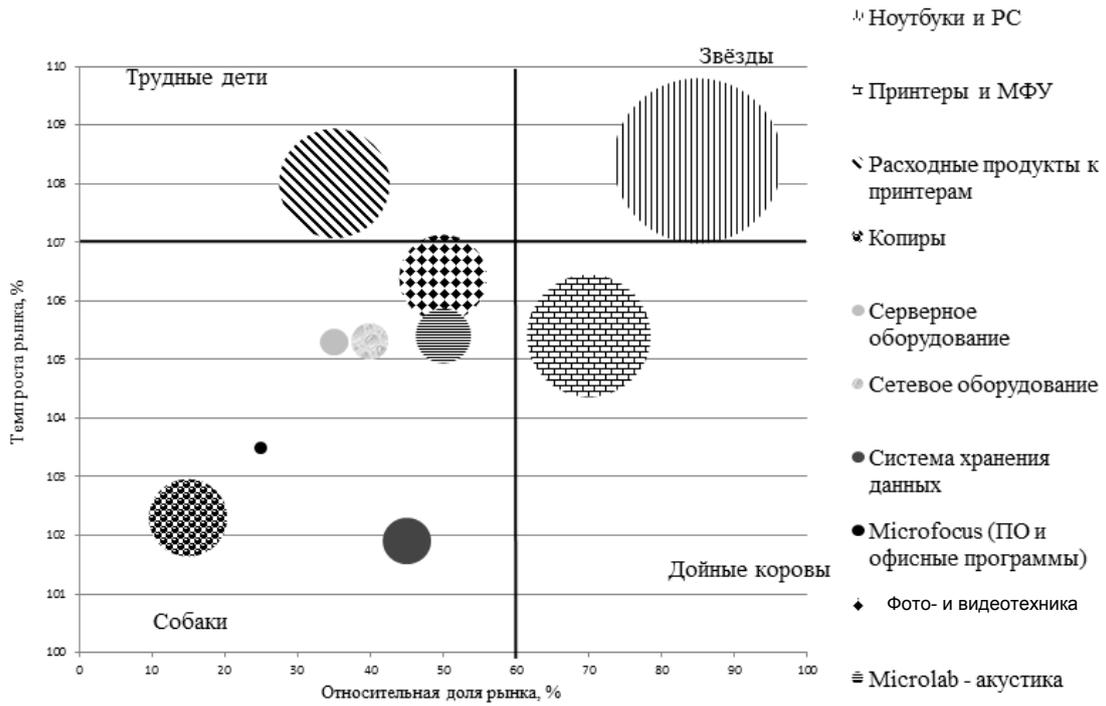


Рис. 3. Матрица BCG по всем номенклатурным группам

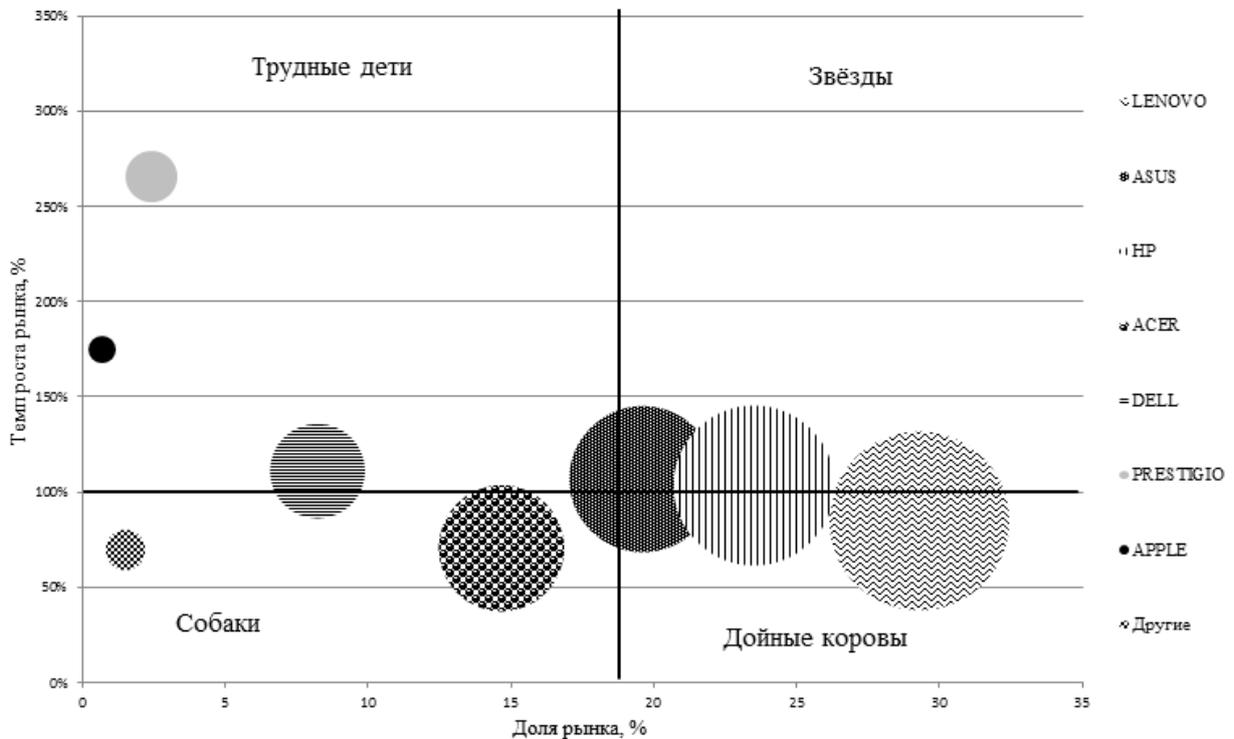


Рис. 4. Матрица BCG по фирмам-производителям ноутбуков

На рынке в относительно короткие сроки появляются новые модели товаров, в первую очередь из-за инноваций в развитии процессоров. Поэтому требуется более подробный анализ ассортиментной политики ноутбуков и персональных компьютеров в разрезе такой характеристики, как вид процессора, по относительно коротким периодам времени (в данном случае – по полугодиям).

Развитием модели, построенной на основе матрицы BCG, является матрица McKinsey, которая даёт более полное представление о стратегическом положении фирмы и обусловленном им вы-

боре стратегического решения. На основе взвешенных оценок факторов привлекательности отрасли и конкурентной позиции построена матрица позиционирования (рис. 5). Сектора этой матрицы разбиваются на три равные части, характеризующие степень привлекательности отрасли (0 баллов – высокая, 5 баллов – низкая) и состояние конкурентной позиции (0 баллов – хорошее, 5 баллов – плохое). Внутри матрицы отражено девять квадрантов, указывающих на место в стратегии фирмы, которое должно отводиться для товаров, попавших в этот квадрант.

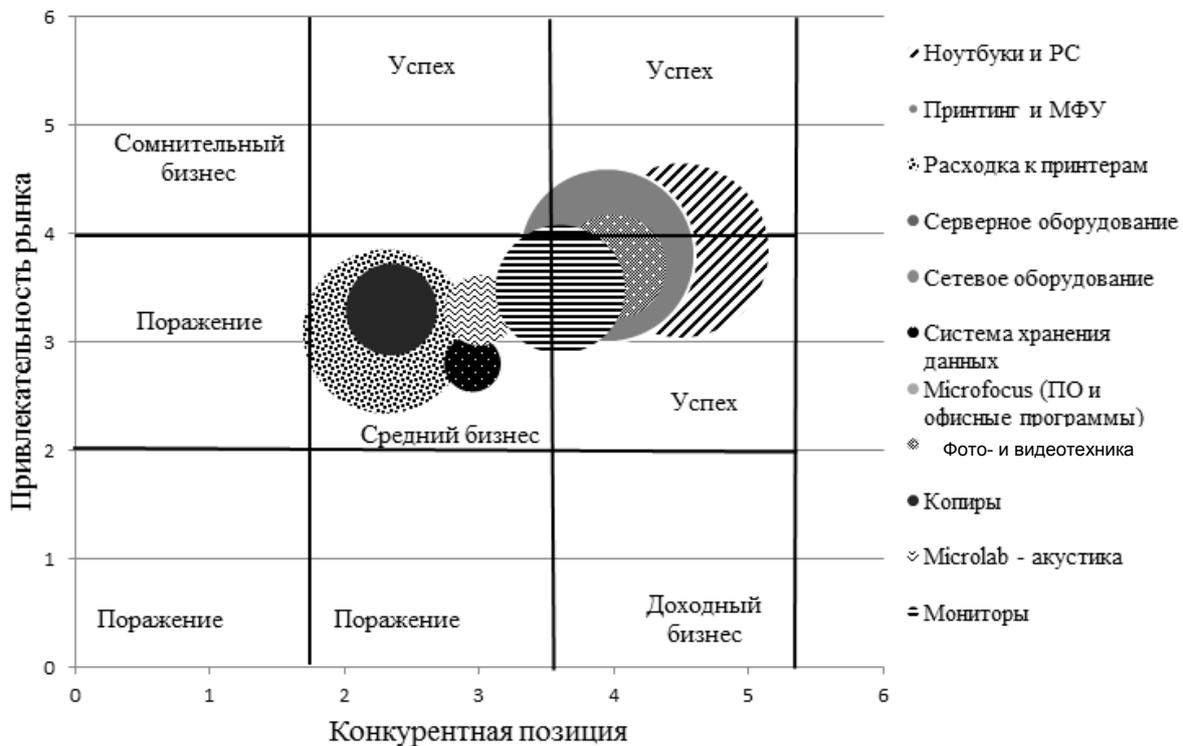


Рис. 5. Матрица McKinsey

По данной матрице можно сделать вывод, что большая доля номенклатурных групп сосредоточена в квадранте «Средний бизнес». Так как попадание в этот квадрант не даёт возможности однозначно судить о дальнейшей судьбе номенклатурных групп, то необходимо искать решения, анализируя состояние всего портфеля продуктов. В квад-

рант «Успех» попали следующие номенклатурные группы: ноутбуки и РС, принтеры и МФУ, фото- и видеотехника. Для этих групп фирма должна применять стратегию развития для удержания позиции лидера. Таким образом, можно сделать вывод, что портфель не сбалансирован, т. к. нет номенклатурных групп в квадрантах «Сомнительный бизнес» и

«Доходный бизнес». Решение этой проблемы видится в выводе нового товара на рынок, который сначала попадёт в группу «Сомнительный бизнес». Наличие группы в квадранте «Доходный бизнес» можно обеспечить при помощи использования системы скидок при реализации товаров.

В связи с динамичностью развития компьютерной техники и постепенным снижением спроса на морально стареющие товары необходимо при организации акций стимулирования продаж обоснованно определять размер скидки и соответствующую товарную группу. Для этого проведён анализ динамики продаж ноутбуков со второго полугодия 2015 г. по конец 2017 г. в разрезе процессоров; выявлено, что целесообразно при разработке плана продаж на 2018 г. в первом полугодии делать скидки на ноутбуки с процессорами CELERON, IntelCorei3 и Pentium, а во втором – на ноутбуки с процессорами CELERON, IntelCorei3, IntelCorei5 и Pentium.

Задача формулируется следующим образом: необходимо определить плановые объёмы реализации компьютерной техники в разрезе процессоров и обосновать размер скидки на выбранные товарные группы для обеспечения планового увеличения товарооборота с учётом спроса на рынке. Увеличение товарооборота, с одной стороны, вызывает рост издержек (затраты на закупку товара) торгового предприятия, а с другой – требует стимулирования спроса и вызывает увеличение «альтернативных издержек», которые отражают упущенную выгоду. Поэтому сформулированную задачу следует рассматривать как многокритериальную.

Разработка плана продаж требует оценки спроса на реализуемый товар. При прогнозировании спроса была определена минимальная граница как минимальный объём продаж за период 2015–2017 гг., а максимальная граница – на основе анализа динамики рынка компьютеров и ноутбуков Республики Бела-

русь за указанный период, которая показала рост на 23 %. Исходя из необходимости разработки плана по полугодиям товарооборот на 2018 г. планировался из условия, что в первом полугодии реализуется 37 % товарооборота общего объёма, а во втором – 63 % в соответствии с выявленной динамикой товарооборота за 2015–2017 гг. Анализ статистических данных по реализации товара за месяц показал, что при использовании скидки в 1 % на некоторые товары увеличение товарооборота в мае 2017 г. по сравнению с апрелем 2017 г. составило 7 %, поэтому максимальная граница спроса для товаров со скидкой определялась по следующему регрессионному уравнению:

$$t_{\max s} = t_{\max} \cdot (1 + (s_i^a + b)), \quad (1)$$

где $t_{\max s}$ – верхняя граница спроса для товаров со скидкой; s_i – величина скидки i -го товара, в долях единицы; a – величина общей скидки на i -й товар с учётом бонусов в процентах; b – константа, характеризующая размер среднего прироста товарооборота от использования скидки, полученной на основе обработки статистических данных по товарообороту.

Применение метода требует математической постановки многокритериальной оптимизационной задачи планирования:

а) критерии оптимальности – затраты на закупку товара z и «альтернативные издержки» $\sum s$, отражающие упущенную выгоду в размере величины суммарной скидки за плановый период;

б) управляемые параметры – объёмы реализации ноутбуков различных процессоров, а также величина скидок на выбранные для акции товары;

в) целевая функция

$$Ц.ф. = \frac{z + \sum s}{\sum s} \rightarrow \min; \quad (2)$$

г) ограничения на управляемые параметры

$$\left\{ \begin{array}{l} x_i \geq t_{\min}; \\ x_i \leq t_{\max}; \\ x_i \geq 0, \text{ целое}; \\ s_i \leq 3; \\ s_i \geq 1; \\ x_s \leq t_{\max s}; \\ Q_{\text{расч}} \geq Q_{\text{план}}; \\ \Sigma P \leq \Sigma t, \end{array} \right. \quad (3)$$

где x_i – объём продаж товара i -го вида;
 x_s – объём продаж товара со скидкой;

t – спрос; s_i – размер скидки товара i -го вида; $Q_{\text{расч}}$ – расчётное значение показателя товарооборота; $Q_{\text{план}}$ – плановое значение показателя товарооборота; P – план продаж.

В результате решения оптимизационной задачи получены планируемые объёмы продаж на 2018 г. и планируемые скидки на выбранные товарные группы. В табл. 7 приведены результаты сравнительного анализа разработанного плана продаж и фактических показателей за 2017 г.

Табл. 7. Результаты сравнительного анализа показателей

Показатель	Значение показателя		Изменение, %
	Фактическое за 2017 г.	Плановое на 2018 г.	
Объём продаж, шт.	115 831	123 486	6,61
Товарооборот, р	91,8	96,9	5,2
Средние удельные издержки, р	639,4	604,8	-5,4

Таким образом, разработка годового плана продаж ноутбуков и персональных компьютеров осуществлялась с применением методики, включающей ассортиментный анализ с применением матриц BCG и McKinsey, прогноз спроса на отдельные товарные группы с использованием регрессионной модели, учитывающей темп роста продаж и размер скидки,

определение плановых объёмов реализации отдельных товарных групп на основе многокритериальной оптимизации.

Реализация предложенного плана позволит повысить товарооборот на 5,2 % и при этом обеспечить снижение средних издержек, приходящихся на единицу компьютерной техники, на 5,4 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Балашевич, М. И.** Экономика и организация малого бизнеса : учебное пособие / М. И. Балашевич, Т. П. Быкова. – Минск : БГЭУ, 2012. – 335 с.
2. **Кузин, Б. И.** Методы и модели управления фирмой / Б. И. Кузин, В. Н. Юрьев, Г. М. Шахдинаров. – Санкт-Петербург : Питер, 2001. – 432 с.

Статья сдана в редакцию 28 июня 2018 года

Татьяна Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-63-17-35.

Марина Васильевна Денисенкова, студент, Белорусско-Российский университет.

Tatyana Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-63-17-35.

Marina Vasilyevna Denisenkova, student, Belarusian-Russian University.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3(60) 2018

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

Е. С. Лустенкова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 31.08.2018. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 13,25. Уч.-изд. л. 13,0. Тираж 100 экз. Заказ 5639.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь