

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

3(76) 2022

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ГОРБАТЕНКО Н. Н. Аналитическая модель барабанного тормоза с плавающими колодками	5
ДАЛИМАЕВ В. А., КУЦЕПОЛЕНКО А. В., ПОДЫМАКО М. Э., СИНИЦЫН Г. С. Расчетно-экспериментальный подход к разработке складного ограждения крыши кабины лифта	17
ИЛЮШИНА Е. В., ЮШКЕВИЧ Н. М. Исследование технологических возможностей упрочняющей обработки пневмоударом плоских поверхностей алюминиевых заготовок	30
КОЖЕВНИКОВ М. М., ШЕМЕНКОВ В. М., МИРОНОВА М. Н., ИЛЮШИН И. Э. Методика оптимального размещения роботов-манипуляторов в задачах автоматизированного проектирования.....	42
ЛАПЦЕВИЧ Т. В., КУЦЕПОЛЕНКО А. В., ПОДЫМАКО М. Э., СОБОЛЕВ М. В. Выбор конструкции детали как определяющий фактор технологичности и себестоимости ее изготовления на примере деталей ограничителя скорости лифта, получаемых лазерной резкой вместо их отливки с последующей механической обработкой.....	52

МОРГАЛИК Б. М., ПРУДНИКОВ А. П., КОВАЛЕВ Д. М. Виброакустический контроль состояния элементов подшипников качения	60
ПОЛТОРАЦКИЙ С. Г., ШЕМЕНКОВ В. М. Теоретическая модель получения отверстий типа TORX и контуров статора роторно-поршневого двигателя.....	69
РАБЫКО М. А., ШЕМЕНКОВ В. М. Влияние прикатодного магнитного поля на структурно-фазовое состояние инструментальной штамповой стали 5Х3ВЗМФС при обработке ее тлеющим разрядом.....	77
ФУРМАНОВ С. М., ЮМАНОВ Д. Н., ЯКУБОВИЧ Д. И., ЕМЕЛЬЯНОВ С. Н., КОРОЛЁВ Е. М. О влиянии тока подогрева на прочность соединений при контактной рельефной сварке.....	87
ЮШКЕВИЧ А. В., ПЕТРЕНКО М. Л., БИЛЫК С. Ю., МЕЛЬНИКОВ А. А. Разработка стенда для испытания тормозных систем и механизмов двухколесных транспортных средств.....	96
ЯСЮКОВИЧ Э. И. Имитационное моделирование курсового движения легкового автомобиля.....	108

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

ЛАРЬКИНА Т. С., ЛЬГОТЧИКОВ В. В., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Параметрическая идентификация параметров среды системы косвенного индукционного нагрева жидкости	117
--	-----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

ТРЕПАЧКИН И. В., ТРЕТЬЯКОВА В. А., НОВИКОВ В. А. Формирование поля дефекта при уменьшении напряженности намагничивающего поля внутри объекта.....	126
---	-----

- 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

GORBATENKO N. N. Analytical model of a floating shoe drum brake	5
DALIMAEV V. A., KUTSEPOLENKO A. V., PODYMAKO M. E., SINITSYN H. S. Computational and experimental approach to developing foldable roof railing for the elevator cabin	17
ILYUSHINA E. V., YUSHKEVICH N. M. Research on technological possibilities for strengthening treatment of flat surfaces of aluminum billets by pneumatic impact	30
KOZHEVNIKOV M. M., SHEMENKOV V. M., MIRONOVA M. N., ILIUSHIN I. E. Technique of optimal robotic manipulator placement in computer-aided design problems	42
LAPTSEVICH T. V., KUTSEPOLENKO A. V., PODYMAKO M. E., SOBOLEV M. V. Part design as a determining factor of its manufacturability and production cost exemplified by elevator speed limiter components produced by laser cutting instead of casting with subsequent machining.....	52
MORGALIK B. M., PRUDNIKOV A. P., KOVALEV D. M. Vibroacoustic monitoring of the condition of roller bearing elements.....	60
PALTARATSKI S. G., SHEMENKOV V. M. Theoretical model for producing TORX type holes and stator contours of a rotary piston engine.....	69
RABYKO M. A., SHEMENKOV V. M. Effect of cathode magnetic field on structural phase state of 5X3V3MFS tool die steel when treated with a glow discharge.....	77
FURMANOV S. M., YUMANOV D. N., YAKUBOVICH D. I., EMELYANOV S. N., KOROLEV E. M. On the effect of preheating current on strength of joints during resistance projection welding	87
YUSHKEVICH A. V., PETRENKO M. L., BILYK S. Y., MELNIKOV A. A. Development of a test bench for braking systems and mechanisms of two-wheeled vehicles.....	96
YASYUKOVICH E. I. Simulation modeling of passenger car motion.....	108

ELECTRICAL ENGINEERING

LARKINA T. S., LGOTCHIKOV V. V., LENEVSKY G. S. Parametric identification of environment parameters of the system for indirect induction heating of liquids	117
--	-----

INSTRUMENT MAKING

TREPACHKIN I. V., TRETYAKOVA V. A., NOVIKOV V. A. Defect field formation with a decrease in magnetizing field strength inside the object.....	126
--	-----

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_5

УДК 629.113

Н. Н. Горбатенко

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛОДКАМИ

N. N. Gorbatenko

ANALYTICAL MODEL OF A FLOATING SHOE DRUM BRAKE

Аннотация

Предложена математическая модель барабанного тормозного механизма с плавающими опорами колодок в виде аналитических выражений, описывающих зависимость выходных параметров тормоза от его конструктивных параметров. Аналитические выражения модели получены из уравнений статического равновесия колодок тормоза при условии, что удельное давление вдоль линии контакта накладки с барабаном распределяется по синусоидальному закону. Модель предназначена для использования на начальном этапе проектирования барабанных тормозов с целью определения конструктивных параметров, гарантирующих работоспособность механизма и необходимый тормозной момент.

Ключевые слова:

автомобиль, барабанный тормозной механизм, плавающие колодки, аналитическая модель барабанного тормоза, профиль распределения давления по длине накладки, тормозной момент, коэффициент эффективности колодки, коэффициент запаса работоспособности тормоза.

Для цитирования:

Горбатенко, Н. Н. Аналитическая модель барабанного тормоза с плавающими колодками / Н. Н. Горбатенко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 5–16.

Abstract

A mathematical model of a drum brake mechanism with floating shoe anchors is proposed in the form of analytical expressions that describe the relationship between output parameters of the brake and its design parameters. The analytical expressions of the model were obtained from the equations of static equilibrium of brake shoes, provided that the specific pressure along the contact line of the lining with the drum is distributed according to a sinusoidal law. The model is intended for use at the initial stage of designing drum brakes in order to determine the design parameters that guarantee mechanism operability and the required braking torque.

Keywords:

vehicle, drum brake mechanism, floating shoes, drum brake analytical model, profile of pressure distribution along lining length, braking torque, brake shoe factor, brake operability factor.

For citation:

Gorbatenko, N. N. Analytical model of a floating shoe drum brake / N. N. Gorbatenko // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 5–16.

Введение

Барабанные тормозные механизмы с плавающими опорами колодок уже

много лет применяются в легковых и грузовых автомобилях благодаря их высокому ресурсу, низкой стоимости, эффекту самоусиления. Колодки этого

типа опираются закругленным концом на наклонную или вертикальную неподвижную плоскость и скользят по ней либо взаимодействуют друг с другом через промежуточное звено. Это позволяет колодкам самоустанавливаться по внутренней поверхности барабана, обеспечивая лучшее сцепление с барабаном и более равномерный износ фрикционного материала накладок.

При проектировании тормозов важно определить значения конструктивных параметров, гарантирующих работоспособность механизма и необходимый тормозной момент. В инженерной практике для решения этой задачи используют аналитические математические модели, представляющие собой совокупность явных выражений выходных параметров тормоза как функций входных параметров и приводных сил тормозных колодок. Аналитические модели по сравнению с моделями конечно-элементного анализа тормозных механизмов требуют меньше вычислительных ресурсов и позволяют в короткие сроки выбрать рациональную схему и параметры тормоза, обеспечивающие требуемую эффективность торможения автомобиля.

Существует ряд классических моделей и методов расчета барабанных тормозов с плавающими опорами колодок, основанных на допущении, что профиль распределения давления вдоль линии контакта фрикционной накладки с барабаном описывается синусоидальной функцией. Классические модели адекватны для основных целей проектирования тормозов. Они достаточно точно предсказывают выходной тормозной момент, но недостаточны для прогнозирования эффективности тормозов с учетом износа фрикционных накладок [1].

В [2, 3] описаны графические методы нахождения момента трения тормоза. Эти методы просты и наглядны, но в случае необходимости многократного повторения расчетов тормозного

момента при различных значениях входных параметров требуются значительные затраты времени.

В [4] для определения тормозного момента использована модель, полученная из условия равновесия сосредоточенных сил, действующих на тормозную колодку. Нормальные и касательные силы взаимодействия накладки с барабаном приводились к равнодействующей силе, приложенной в точке, лежащей вне поверхности трения барабана. Недостатком модели является необходимость выполнения графических построений для нахождения угловой координаты точки приложения равнодействующей силы.

В [5] представлена модель тормозного механизма, полученная из уравнений равновесия колодки, находящейся под действием распределенных сил. Модель позволяет исследовать влияние параметров тормоза на развиваемый тормозной момент и распределение давления вдоль накладки. Эффективность модели иллюстрируется примерами анализа тормозов с различными типами опор и разжимных устройств. Однако использование метода проб и ошибок для решения системы уравнений модели затрудняет выполнение расчетов.

В [6] обсуждаются результаты применения компанией «ArvinMeritor» – ведущим производителем компонентов тормозных систем – двух программ моделирования коэффициентов эффективности тормозных колодок. Одна из программ основана на графическом методе [2], другая – на аналитической модели [5]. Обе программы давали одинаковые кривые коэффициентов эффективности колодок. Также в [6] сравниваются результаты расчета по модели [5] с результатами расчета тормозного механизма методом конечных элементов. Показано, что аналитическая модель предсказывает более высокие значения коэффициента эффективности колодок по сравнению с методом конеч-

ных элементов, особенно при больших значениях коэффициента трения накладки. Утверждается, что это расхождение не является серьезной проблемой, поскольку на этапе предварительного проектирования тормоза решения принимаются на основе знаний о тенденциях изменения характеристик, а не их абсолютных значений.

В [7] получены выражения для определения коэффициентов эффективности ведущей и ведомой колодок с учетом сил трения в опорах и разжимном устройстве. Выполнен анализ влияния конструктивных параметров на величину тормозного момента для случая параллельного расположения рабочих поверхностей опор колодок. В [8] предложены формулы для вычисления коэффициентов эффективности колодок с различными типами опор и разжимных устройств. Модели тормозов в [7, 8] не позволяют определить реакции в опорах колодок и значения максимальных давлений, действующих на поверхностях трения фрикционных накладок.

Таким образом, анализ известных моделей тормозов показал, что каждая из них имеет свои недостатки и границы применения. В связи с этим можно сделать вывод об актуальности исследований, направленных на уточнение и расширение возможностей классических моделей барабанных тормозов.

Целью статьи является разработка математической модели барабанного тормоза с плавающими опорами колодок, позволяющей на этапе проектирования проводить анализ влияния конструктивных параметров на тормозной момент механизма, коэффициенты эффективности колодок, реакции опор колодок и максимальные давления на накладках при различных типах разжимных устройств и вариантах конструктивного исполнения плавающих опор колодок с учетом сил трения в зонах контакта колодок с опорами и разжимным устройством.

Расчетная схема колодки с плавающей опорой

Тормозная колодка с плавающей опорой (рис. 1) имеет две степени свободы. Она может вращаться вокруг точки O и скользить вниз вдоль наклонной плоскости опоры. Приводная сила колодки F , создаваемая разжимным устройством тормоза, вызывает силу реакции опоры R , давление p на фрикционной накладке и тормозной момент на барабане.

При разработке модели принимались следующие допущения:

- тормозной барабан и колодка являются абсолютно жесткими, а фрикционная накладка – упругой;
- между барабаном и накладкой существует непрерывный контакт и отсутствует проскальзывание;
- коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан» постоянен;
- давление на элементарную площадку по ширине накладки одинаково;
- профиль распределения радиального давления по длине накладки описывается уравнением [5, 9, 10]

$$p(\alpha) = p_{\max} \sin(\alpha \pm \varphi), \quad (1)$$

где $p_{\max}$ – максимальное давление, действующее на накладку; α – угловая координата точки соприкосновения накладки с барабаном; φ – угловая координата максимального давления на накладку: угол между линией, перпендикулярной к отрезку OC , и линией, проходящей через точку максимального давления на накладку.

В уравнении (1) и в формулах, приводимых далее, в операциях « $\pm$ » и « $\mp$ » верхние знаки относятся к ведущей колодке, а нижние знаки – к ведомой. В барабанном тормозе колодку называют ведущей, если она поворачивается вокруг опоры в сторону

вращения барабана, и ведомой, если колодка поворачивается вокруг опоры в

сторону, противоположную вращению барабана.

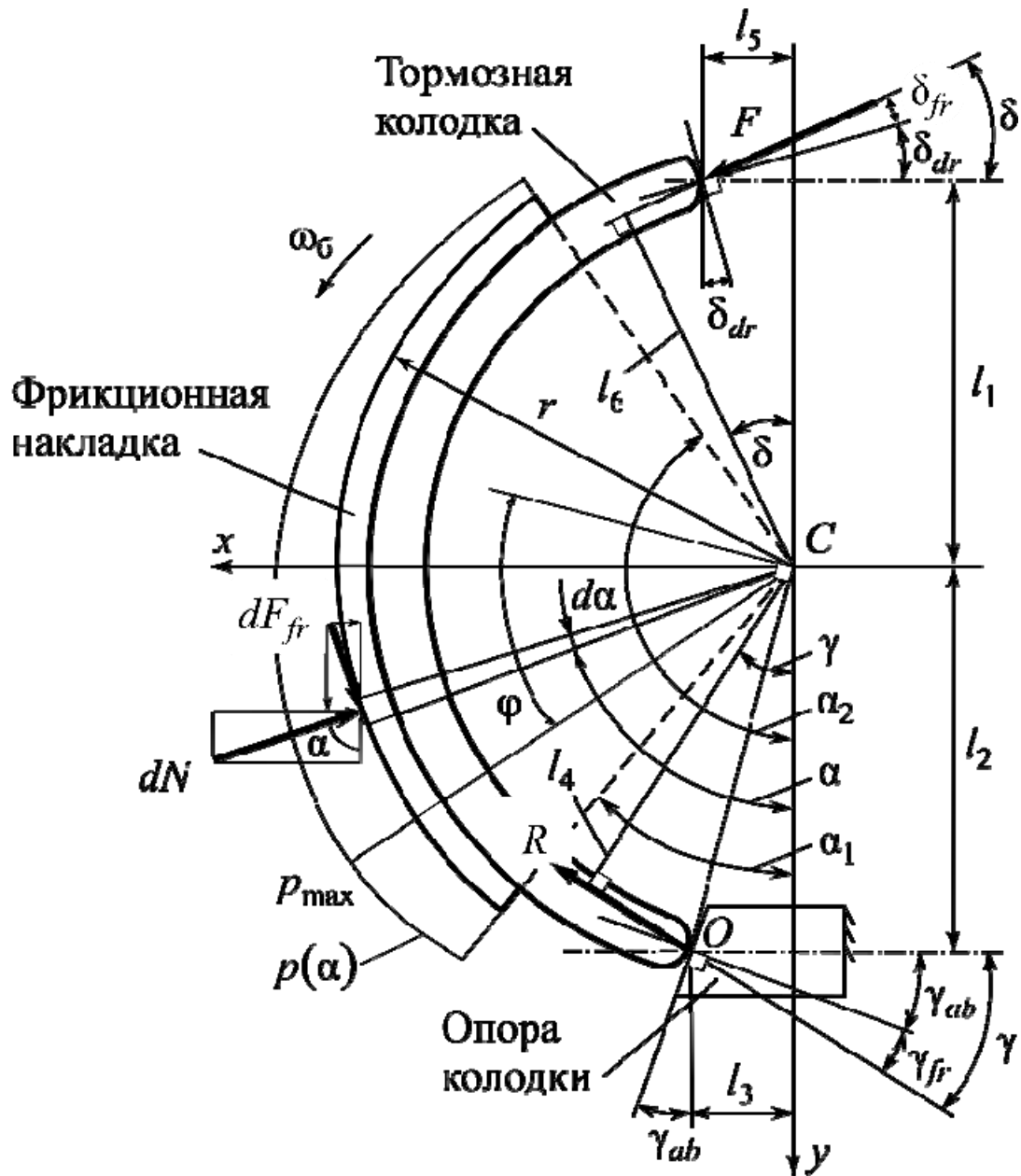


Рис. 1. Расчетная схема ведущей колодки с плавающей опорой

С целью упрощения построения модели тормоза уравнение (1) представлялось в виде

$$p(\alpha) = p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha; \quad (2)$$

$$p_s = p_{\max} \cos \varphi; \quad p_c = p_{\max} \sin \varphi, \quad (3)$$

где p_s, p_c – параметры уравнения распределения давления, подлежащие определению.

Для определения взаимного положения основных компонентов тормозного механизма введена декартова система координат с осями x и y и центром C , совпадающим с осью

вращения барабана.

В схеме на рис. 1 приняты следующие обозначения: dN , dF_{fr} – нормальная сила и сила трения, действующая со стороны барабана на бесконечно малую площадку накладке, расположенную под углом α к оси y ; r – радиус поверхности трения барабана и накладке; l_1 , l_5 – координаты точки контакта разжимного устройства с колодкой; l_2 , l_3 – координаты точки контакта колодки с опорой; l_4 , l_6 – плечо действия реакции опоры R и приводной силы F относительно оси вращения барабана; α_1 , α_2 – начальный и конечный угол охвата накладке; γ_{ab} – угол наклона рабочей плоскости опоры колодки; γ_{fr} – угол трения в точке контакта колодки с опорой; δ_{dr} – угол действия приводной силы разжимного устройства на колодку; δ_{fr} – угол трения в точке контакта колодки с разжимным устройством.

В расчетной схеме влияние сил трения колодки на выходные параметры тормоза учтено путем корректировки значений углов δ_{dr} и γ_{ab} [5, 7]. Значения углов δ и γ между векторами F и R и горизонтальной осью с учетом

силы трения определялись по формулам:

$$\delta = \delta_{dr} + \delta_{fr} = \delta_{dr} + \arctg \mu_{dr};$$

$$\gamma = \gamma_{ab} + \gamma_{fr} = \gamma_{ab} + \arctg \mu_{ab},$$

где μ_{dr} , μ_{ab} – коэффициенты трения колодки с разжимным устройством и опорой.

Из геометрических соотношений (см. рис. 1) следует, что

$$l_4 = (l_2 + l_3 \operatorname{tg} \gamma) \cos \gamma;$$

$$l_6 = (l_1 + l_5 \operatorname{tg} \delta) \cos \delta.$$

Уравнения равновесия колодки

Для равновесия колодки необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из координатных осей x и y и сумма их алгебраических моментов относительно оси вращения барабана (точки C) были равны нулю. Указанная система уравнений применительно к обозначениям рис. 1 имеет вид:

$$\begin{cases} \sum F_x = F \cos \delta + R \cos \gamma - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \sin \alpha \mp \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \cos \alpha = 0; \\ \sum F_y = F \sin \delta - R \sin \gamma - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \cos \alpha \pm \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \sin \alpha = 0; \\ \sum M_C = F l_6 \pm r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} - R l_4 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Элементарные силы, действующие на бесконечно малую площадку накладке, определялись по формулам:

$$dN = pwr d\alpha = wr(p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha) d\alpha;$$

$$dF_{fr} = \mu dN = \mu wr(p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha) d\alpha,$$

где w – ширина фрикционной накладке; μ – коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан».

Определенные интегралы в (4) представлялись следующим образом:

$$\begin{aligned} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \sin \alpha &= wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}); \\ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \cos \alpha &= wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}); \\ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \cos \alpha &= \mu wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \sin \alpha = \mu wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}); \quad (6)$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} = \mu wr(p_s I_s \pm p_c I_c), \quad (7)$$

где I_{ss} , I_{sc} , I_{cc} , I_s , I_c – значения табличных интегралов от тригонометрических функций,

$$I_{ss} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin^2 \alpha d\alpha = \frac{2(\alpha_2 - \alpha_1) - \sin(2\alpha_2) + \sin(2\alpha_1)}{4};$$

$$I_{sc} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha = \frac{\cos(2\alpha_1) - \cos(2\alpha_2)}{4};$$

$$I_{cc} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos^2 \alpha d\alpha = \frac{2(\alpha_2 - \alpha_1) + \sin(2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)}{4};$$

$$I_s = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha d\alpha = \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2; \quad I_c = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos \alpha d\alpha = \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1.$$

После подстановки соотношений (5)–(7) в (4), получаем систему ли-

нейных уравнений с тремя неизвестными R , p_s и p_c :

$$\begin{cases} \sum F_x = F \cos \delta + R \cos \gamma - wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}) \mp \mu wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}) = 0; \\ \sum F_y = F \sin \delta - R \sin \gamma - wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}) \pm \mu wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}) = 0; \\ \sum M_C = F l_6 \pm \mu wr^2(p_s I_s \pm p_c I_c) - R l_4 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Эта система уравнений решалась с помощью программы символьных вычислений MuPAD в среде программирования MATLAB. В результате были получены в явном виде формулы

для вычисления реакции опоры R и параметров p_s и p_c уравнения профиля давления (2):

$$R = F \frac{I_3 l_6 / r \mp (I_2 \cos \delta - I_1 \sin \delta) \mu + (I_1 \cos \delta + I_2 \sin \delta + I_3 l_6 / r) \mu^2}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}; \quad (9)$$

$$p_s = F \frac{(E \mp D \mu) I_{cc} \mp (E \mu \pm D) I_{sc} \pm \mu I_c \sin(\delta + \gamma)}{wr(B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2)}; \quad (10)$$

$$p_c = F \frac{(E \mu \pm D) I_{ss} \mp (E \mp D \mu) I_{sc} - \mu I_s \sin(\delta + \gamma)}{wr(B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2)}, \quad (11)$$

где $I_1 = I_c I_{ss} - I_{sc} I_s$; $I_2 = I_c I_{sc} - I_{cc} I_s$;
 $I_3 = I_{cc} I_{ss} - I_{sc}^2$; $B_0 = I_3 l_4 / r$; $B_1 = I_2 \cos \gamma +$
 $+ I_1 \sin \gamma$; $B_2 = I_2 \sin \gamma - I_1 \cos \gamma + B_0$;
 $E = (l_4 / r) \cos \delta + (l_6 / r) \cos \gamma$;
 $D = (l_4 / r) \sin \delta - (l_6 / r) \sin \gamma$.

Математическая модель барабанного тормоза

Далее на основе результатов решения уравнений равновесия колодки приводятся аналитические выражения математической модели барабанного тормоза.

Тормозной момент (момент трения) на барабане, создаваемый ведущей M_1 и ведомой M_2 колодками, представляет собой сумму элементарных сил трения, действующих на плече радиуса барабана:

$$M_{1,2} = r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} = \mu wr^2 (p_s I_s \pm p_c I_c). \quad (12)$$

После подстановки выражений (10) и (11) в (12) и выполнения преобразований получим формулу для вычисления момента трения одной колодки:

$$M_{1,2} = F_{1,2} \frac{r(A_1 \mu \pm A_2 \mu^2)}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}, \quad (13)$$

где $A_1 = I_1 D - I_2 E$; $A_2 = I_2 D + I_1 E$.

Коэффициент эффективности тормозной колодки $C_{1,2}$ определялся как отношение эквивалентной силы трения, создаваемой колодкой на барабане, к приводной силе колодки:

$$C_{1,2} = F_{eq1,2} / F_{1,2}. \quad (14)$$

Эквивалентная сила трения $F_{eq1,2}$ — это такая условная сила трения, которая, будучи приложенной в точке пересечения оси x с наружной поверхностью накладке на плече радиуса барабана, создает такой же тормозной момент, что и вычисленный по формуле (13), т. е. $M_{1,2} = r F_{eq1,2}$. Из этого определения и соотношений (13) и (14) находим формулу для вычисления коэффициента эффективности колодки:

$$C_{1,2} = \frac{A_1 \mu \pm A_2 \mu^2}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}. \quad (15)$$

Следовательно, тормозной момент, развиваемый одной колодкой,

$$M_{1,2} = r F_{1,2} C_{1,2}. \quad (16)$$

Момент трения, развиваемый барабанным тормозом,

$$M = r(F_1 C_1 + F_2 C_2). \quad (17)$$

Коэффициент $C_{1,2}$ является число-

вой оценкой эффективности преобразования колодкой приводной силы в силу трения. Он показывает, какую силу трения на барабане способна создать колодка при единичном значении приводного усилия.

Анализ формулы (13) показывает, что тормозной момент ведущей колодки увеличивается с уменьшением значения знаменателя и стремится к бесконечности, когда выражение $B_2\mu^2 + B_1\mu + B_0$ принимает нулевое значение. При соблюдении этого условия и соприкосновении колодки с барабаном тормозной момент неконтролируемо возрастает (даже при постоянном значении приводной силы) до тех пор, пока барабан не заблокируется. После снятия усилия с педали тормоза колодка не выходит из зацепления с барабаном. Этот эффект называется самоблокированием тормоза. Эффект самоблокирования не позволяет плавно регулировать тормозной момент путем изменения давления в приводе. Обозначим через μ_∞ коэффициент трения накладке, при котором наблюдается эффект самоблокирования тормоза. Его значение можно вычислить по формуле

$$\mu_\infty = \frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4B_2B_0}}{2B_2}.$$

Величина этого коэффициента зависит только от конструктивных параметров тормоза.

Введем в рассмотрение понятие коэффициента запаса работоспособности k_s барабанного тормозного механизма, определяемого как отношение μ_∞/μ . Очевидно, что при значении $k_s = 1$ тормоз теряет работоспособность, поскольку он самоблокируется.

Получим формулы для вычисления параметров уравнения распределения давления по длине накладке. Из соотношений (3) следует, что угловая координата максимального давления

$$\varphi = \arctg(p_c/p_s). \quad (18)$$

Тогда значение максимального давления на накладке можно определить, используя одну из следующих формул:

$$p_{\max} = p_s/\cos\varphi; \quad p_{\max} = p_c/\sin\varphi. \quad (19)$$

Таким образом, в состав предлагаемой модели барабанного тормоза входят выражения для вычисления коэффициентов эффективности тормозных колодок (15), тормозного момента колодок (16), момента трения барабанного тормоза (17), максимального давления на накладках (19), реакций опор колодок (9) и уравнение распределения давления по длине накладке (2).

Выбор конструктивных параметров тормоза с помощью описанной модели должен осуществляться с учетом необходимости выполнения следующих условий:

– величина давления вдоль линии контакта накладке с барабаном должна быть положительной:

$$p(\alpha) > 0; \quad \forall \alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]; \quad (20)$$

– значение угловой координаты максимального давления, вычисленное по формуле (18) для ведущей колодки, должно удовлетворять неравенству

$$0 \leq \varphi \leq \pi/2 + \arctg(l_3/l_2) - \alpha_1, \quad (21)$$

а для ведомой –

$$0 \leq \varphi \leq \alpha_2 - \pi/2 - \arctg(l_3/l_2). \quad (22)$$

Эти неравенства получены из геометрических соотношений рис. 1. Их физический смысл состоит в том, что точка максимального давления $p_{\max}$ не может находиться ниже нижней границы накладке ведущей колодки, определяемой углом α_1 , и выше верхней

границы накладки ведомой колодки, определяемой углом α_2 ;

– коэффициент запаса работоспособности тормоза должен быть больше 1,5, чтобы гарантированно избежать эффекта самоблокирования тормоза.

Если конструктивные параметры тормоза не удовлетворяют перечисленным условиям, то считается, что механизм не может функционировать должным образом и данный набор параметров отвергается.

Результаты исследования и их обсуждение

На основе предложенной модели в среде MATLAB разработана программа

расчета тормозного механизма с плавающими опорами колодок. Исследовано влияние угла наклона рабочей плоскости опоры на выходные параметры барабанного тормоза с равными приводными силами колодок $F_1 = F_2$, создаваемыми двухпоршневым гидроцилиндром (рис. 2). Значения конструктивных параметров тормозного механизма приведены в табл. 1.

Угол наклона опоры колодки γ_{ab} варьировался в пределах от 0° до 20° . На основе результатов расчетов построены графики изменения выходных параметров тормоза (рис. 3).

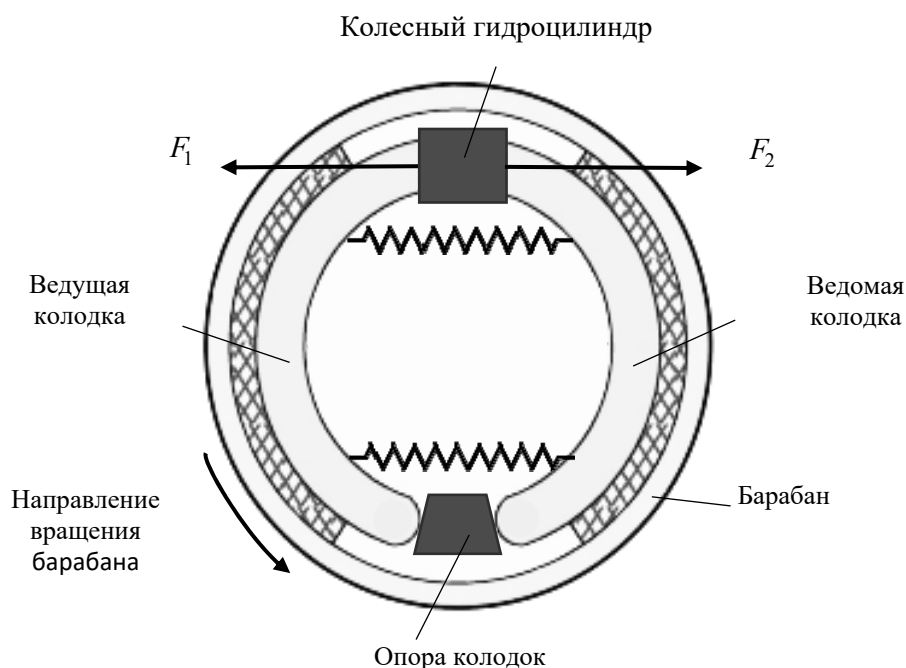


Рис. 2. Схема барабанного тормозного механизма с плавающими колодками

Анализ графиков (см. рис. 3, а–в) позволяет сделать вывод, что угол наклона опоры колодки не влияет на величину тормозного момента M , коэффициента эффективности колодок $C_{1,2}$ и реакций опор $R_{1,2}$ в исследуемом

диапазоне варьирования. Основной вклад в создание тормозного момента вносит ведущая колодка. Она генерирует на барабане тормозной момент примерно в 4 раза больше момента трения, создаваемого ведомой колодкой.

На рис. 3, *г* показано, как изменяются коэффициенты эффективности тормозных колодок в зависимости от коэффициента трения μ между накладкой и барабаном, а также от угла наклона опоры колодки γ_{ab} . Видно, что с увеличением μ коэффициент эффективности ведомой колодки C_2 постепенно приближается к постоянному значению, в то время как коэффициент ведущей колодки C_1 постоянно увеличивается, и при $\mu = \mu_\infty$ он стремится к бесконечности, и тормоз блокируется.

Угол наклона опоры колодки γ_{ab} не влияет на коэффициент эффективности ведущей колодки C_1 в рабочем диапазоне изменения μ от 0 до 0,45. С увеличением γ_{ab} коэффициент μ_∞ уменьшается, тем самым снижается запас работоспособности тормоза. Так, из полученных графиков следует, что при $\gamma_{ab} = 0^\circ$ имеем $\mu_\infty = 0,96$ и при $\mu = 0,4$ коэффициент запаса работоспособности тормоза $k_s = 2,40$, а при $\gamma_{ab} = 20^\circ$ – $\mu_\infty = 0,73$ и $k_s = 1,82$.

Табл. 1. Параметры барабанного тормозного механизма

Наименование параметра	Обозначение	Значение	
		Ведущая колодка	Ведомая колодка
Радиус барабана	r	0,1475 м	
Координата точки приложения приводной силы F вдоль оси x	l_5	0,0300 м	
Координата точки приложения приводной силы F вдоль оси y	l_1	0,1156 м	
Координата точки приложения реакции опоры R вдоль оси x	l_3	0,0277 м	
Координата точки приложения реакции опоры R вдоль оси y	l_2	0,0983 м	
Начальный угол охвата накладки	α_1	30°	45°
Конечный угол охвата накладки	α_2	140°	155°
Угол охвата накладки	$\alpha_2 - \alpha_1$	110°	
Ширина накладки	w	0,050 м	
Угол наклона рабочей плоскости опоры колодки	γ_{ab}	0°...20°	
Угол действия приводной силы на колодку	δ_{dr}	0°	
Коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан»	μ	0,4	
Коэффициент трения колодки с разжимным устройством	μ_{dr}	0,15	
Коэффициент трения колодки с опорой	μ_{ab}	0,15	
Приводная сила, создаваемая разжимным устройством	$F_{1,2}$	3000 Н	

Анализ графиков (см. рис. 3, *д*, *е*) показывает, что при нулевом значении угла наклона опоры колодок максимальное давление $p_{1\max}$ по длине ведущей накладки формируется внизу накладки, тогда как у ведомой колодки максимальное давление $p_{2\max}$ формируется вверху накладки. Так, при $\gamma_{ab} = 0^\circ$

для накладки ведущей колодки значение $p_{1\max} = 1,64$ МПа достигается при $\alpha = 55^\circ$, а для накладки ведомой колодки $p_{2\max} = 0,375$ МПа достигается при $\alpha = 121^\circ$. Видно, что с увеличением угла наклона опоры точка максимального давления на ведущую колодку смещается в верхнюю часть накладки,

а область локализации максимального давления на накладке ведомой колодки изменяется незначительно. Поскольку распределение радиального давления по длине накладки характеризует износ

накладки, то из изложенного можно сделать вывод, что за счет изменения угла можно влиять на характер распределения давления по длине накладок и, соответственно, на скорость их износа.

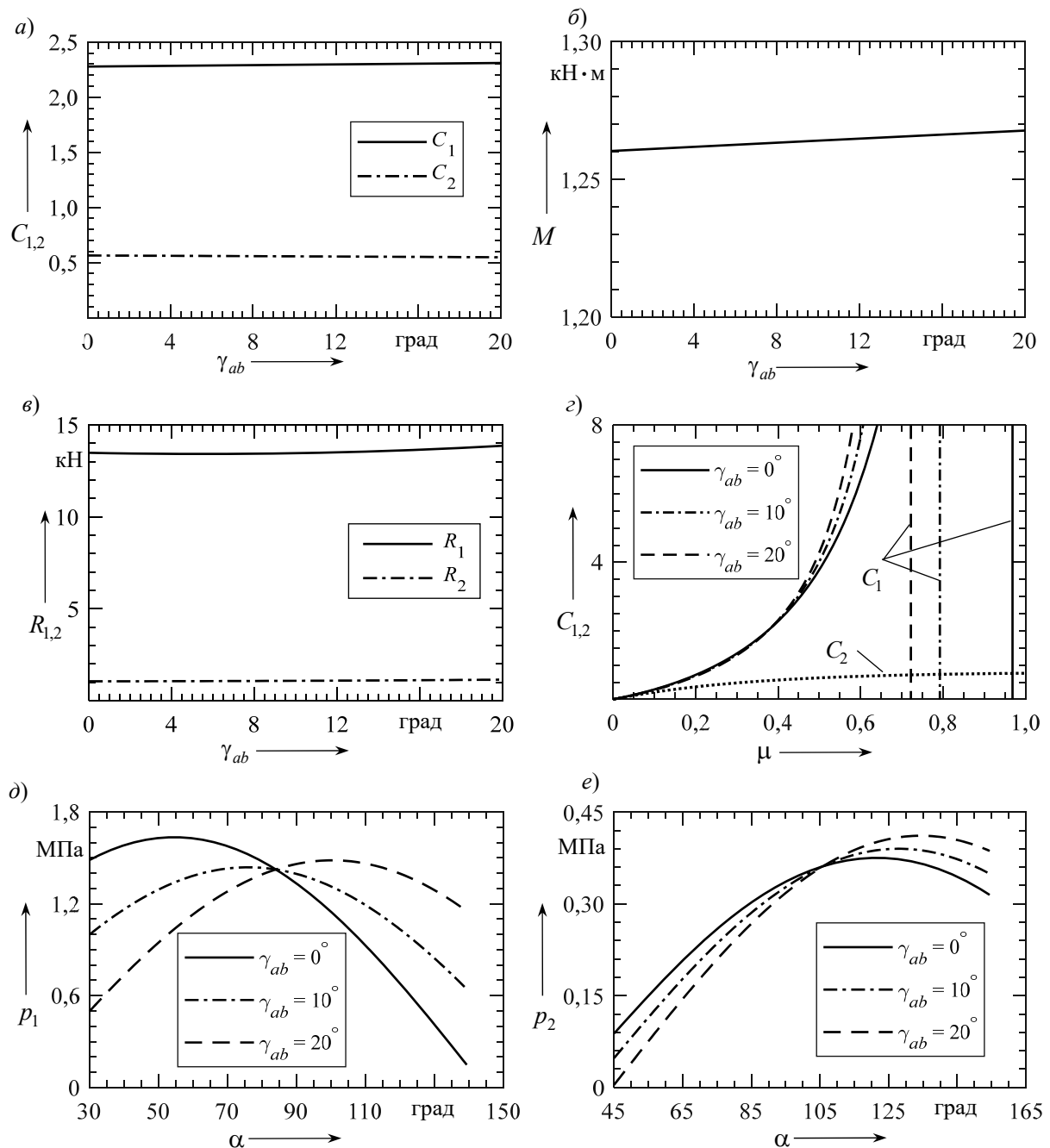


Рис. 3. Результаты исследования барабанного тормозного механизма: зависимость коэффициентов эффективности колодок $C_{1,2}$ (а), тормозного момента M (б) и реакций опор колодок $R_{1,2}$ (в) от угла наклона опоры γ_{ab} ; зависимость коэффициентов эффективности колодок $C_{1,2}$ от коэффициента трения накладки μ и угла γ_{ab} (г); зависимость давления по длине накладки ведущей p_1 (д) и ведомой p_2 (е) колодки от угловой координаты накладки α и угла γ_{ab}

Выводы

Разработана аналитическая модель барабанного тормозного механизма с плавающими опорами колодок, позволяющая на начальном этапе проектирования тормоза оценивать влияние конструктивных параметров тормоза на его основные выходные параметры.

Исследовано влияние угла наклона опоры колодок на выходные параметры тормоза. Установлено, что угол наклона опоры колодок в исследованном интервале варьирования не влияет на величину

момента трения барабанного тормоза, в то же время он оказывает существенное влияние на характер распределения радиального давления по длине накладок, особенно ведущей колодки, и на коэффициент запаса работоспособности тормоза.

При проектировании барабанных тормозов с плавающими колодками выбор угла наклона опор колодок должен осуществляться из необходимости обеспечения требуемых характеристик износа накладок и обеспечения работоспособности тормоза.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Antunes, D.** Contact Pressure Distribution on Friction Interface for Flexible Drum Brake Systems / D. Antunes, D. Masotti // SAE Technical Paper. – 2017.
2. **Newcomb, T. P.** Braking of Road Vehicles / T. P. Newcomb, R. T. Spurr. – Chapman & Hall Ltd, 1967. – 292 с.
3. **Успенский, И. Н.** Шасси автомобиля. Атлас конструкций / И. Н. Успенский, В. В. Коняшов, З. И. Талантова. – Москва: Машиностроение, 1974. – 107 с.
4. **Мащенко, А. Ф.** Методика расчета колодочных тормозов / А. Ф. Мащенко // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 2. – С. 13–15.
5. **Stroh, G. B.** Effects of Shoe Force Geometry on Heavy Duty Internal Shoe Brake Performance / G. B. Stroh, M. H. Lawrence, W. T. Deibel // SAE Technical Paper. – 1968. – № 5. – P. 1580–1599.
6. Improved drum brake shoe factor prediction with the consideration of system compliance / S. Shin [et al.] // SAE Technical Paper. – 2000.
7. **Vey, C.** Concept of a torque sensor for simplex drum brakes. Model based sensitivity analyses of an abutment force sensor concept for brake torque determination of simplex drum brakes / C. Vey, H. Winner // Automotive and Engine Technology. – 2020 – № 5. – P. 137–145.
8. **Limpert, R.** Brake design and safety / R. Limpert // SAE International. – 2011.
9. **Чудаков, Е. А.** Расчет автомобиля: учебное пособие / Е. А. Чудаков. – Москва: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1947. – 591 с.
10. **Лукин, П. П.** Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва: Машиностроение, 1984. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 29 июня 2022 года

Николай Николаевич Горбатенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-13-42-81. E-mail: harb_60@tut.by.

Nikolai Nikolayevich Gorbatenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Тел.: +375-293-13-42-81. E-mail: harb_60@tut.by.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_17

УДК 621.876.11

В. А. Далимаев, А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, Г. С. Синицын

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ СКЛАДНОГО ОГРАЖДЕНИЯ КРЫШИ КАБИНЫ ЛИФТА

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

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL APPROACH TO DEVELOPING FOLDABLE ROOF RAILING FOR THE ELEVATOR CABIN

Аннотация

Приведена последовательность получения валидированной математической модели складного ограждения крыши кабины лифта для проектной, на предварительной стадии разработки, оценки напряжений и деформаций и проверки соответствия требованиям нормативных документов EN 81–20:2014 и ГОСТ 33984.1–2016. Для определения расчетных напряжений и прогибов использован метод конечных элементов. Проведена проверка сеточной сходимости расчетной модели и выбран компромиссный с точки зрения длительности расчета и точности размер конечного элемента для измерения напряжений в физических экспериментах – натурная тензометрия проволоочными тензорезисторами. По результатам первичного сравнения расчетных и реальных прогибов выполнен доработка расчётной модели введением дополнительных элементов и ее перерасчет. В итоге получена расчетная модель, которая с расхождением в пределах 15 % позволяет спрогнозировать напряжения и прогибы в конструкции до ее изготовления.

Ключевые слова:

складные ограждения лифта, уменьшенный верхний этаж лифтовой шахты, металлоконструкции, метод конечных элементов, валидированная расчетная модель, напряжения, прогибы.

Для цитирования:

Расчетно-экспериментальный подход к разработке складного ограждения крыши кабины лифта / В. А. Далимаев, А. В. Куцепенко, М. Э. Подымако, Г. С. Синицын // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 17–29.

Abstract

The paper presents the sequence of obtaining a validated mathematical model of foldable railing mounted on top of the elevator cabin for design assessment of stress and strain at the preliminary stage of development and for verification of compliance with the requirements of the EN 81–20:2014 and GOST 33984.1–2016 normative documents. The finite element method was used to determine design stresses and deflections. The grid convergence of the computational model was tested and a compromise size of the finite element was chosen in terms of calculation time and accuracy to measure stresses in physical experiments – full-scale tensometry with wire strain gauges. Based on the results of the initial comparison of calculated and real deflections, the computational model was refined by introducing additional elements and recalculated. As a result, a computational model was obtained, which, with a discrepancy within 15 %, makes it possible to predict stresses and deflections in the structure before its manufacture.

Keywords:

foldable elevator railings, reduced upper floor of the elevator shaft, metal structures, finite element method, valid design model, stresses, deflections.

For citation:

Computational and experimental approach to developing foldable roof railing for the elevator cabin / V. A. Dalimaev, A. V. Kutsepolenko, M. E. Podymako, H. S. Sinitsyn // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 17–29.

Введение

Лифт – это совокупность взаимосвязанных систем и конструкций, главной целью которого является безопасная и комфортная перевозка пассажиров. Однако, кроме видимой части кабины, у лифта есть невидимая пассажирская часть, которая также должна обладать безусловной надежностью при обеспечении безопасности монтирующего и обслуживающего лифт персонала. Наряду с этим, свои требования накладывает рынок, который требует более дешевых товаров, но без снижения надежности. Лифт не существует сам по себе, а встраивается, по крайней мере на текущий момент, в строительную часть, здание, стоимость которого значительна и переходит на покупателя. Уменьшение объемов строительных работ способствует снижению конечной стоимости, а значит, является важной для решения задач. Лифты с уменьшенными размерами приямка и верхнего этажа снижают объем строительных работ и приобретают все большее распространение. Уменьшение размеров доступных пространств требует разработки более компактных узлов главного привода, приямка, а также узлов, установленных на крыше кабины. Одним из узлов, обеспечивающих безопасность монтирующему и обслуживающему персоналу при нахождении на крыше кабины, являются ограждения. Требования безопасности к ним регламентированы стандартами EN 81–20:2014 и ГОСТ 33984.1–2016.

Целью работы являлось создание расчетно-экспериментального подхода к разработке ограждений кабины лифта, позволяющего на стадии проектирования спрогнозировать ее поведение под нагрузкой и проверить выполнение требований стандартов.

Для достижения цели решались следующие задачи:

- выбор конструктивного исполнения;

- подбор рациональных профилей и их размеров проведением проектных расчетов в виде серии вычислительных экспериментов;

- выполнение уточненного расчета для оценки прочности и жесткости ограждений с выбранными профилями;

- разработка комплекта конструкторской документации;

- изготовление и испытания;

- уточнение и корректировка расчетных моделей до соответствия результатам экспериментов с достаточной точностью.

Основная часть

Одним из методов разрешения противоречий в теории решения изобретательских задач является использование другого измерения: если высота элемента регламентирована и уменьшить ее нельзя, то необходимо перевести ее в длину или ширину, т. е. в другую плоскость. Это дает направление на создание складных ограждений, которые в рабочих режимах лежат горизонтально на кабине, а при монтаже или обслуживании устанавливаются вертикально. На текущий момент ограждения подобного исполнения имеются у ряда производителей лифтов (рис. 1).

Известно складное перильное ограждение крыши кабины лифтов фирм FELESA (см. рис. 1, а) [1], OTIS (см. рис. 1, б) [2]. Ограждение состоит из жестко закреплённых опор, на которых установлены стойки, поперечина и поручень. В рабочем положении отверстия в стойке совпадают с отверстиями в опоре и блокируются стопорным элементом от складывания. Данная конструкция ограждений решает задачу уменьшения габаритных размеров кабины и соблюдения требований безопасности для персонала, однако имеет ряд недостатков:

- для установки ограждения в рабочее положение необходимо поочередно поднять секции ограждения и зафиксировать;

сировать ближайшую стойку стопорным элементом, не заходя на кабину. Для последующей фиксации остальных стоек требуется передвижение обслуживающего персонала по крыше кабины без обеспечения безопасности, т. к. ограждение не имеет прочности, обусловленной креплением. Аналогичная ситуация при обратном демонтаже ограждения;

— для обеспечения безопасности

при перемещении лифта требуются дополнительные выключатели, контролирующие каждый фиксирующий стопорный элемент.

На основе анализа материалов [1, 2] и с учетом недостатков конструкций была предложена конструктивная схема складных ограждений крыши кабины лифтов ОАО «Могилевлифтмаш».

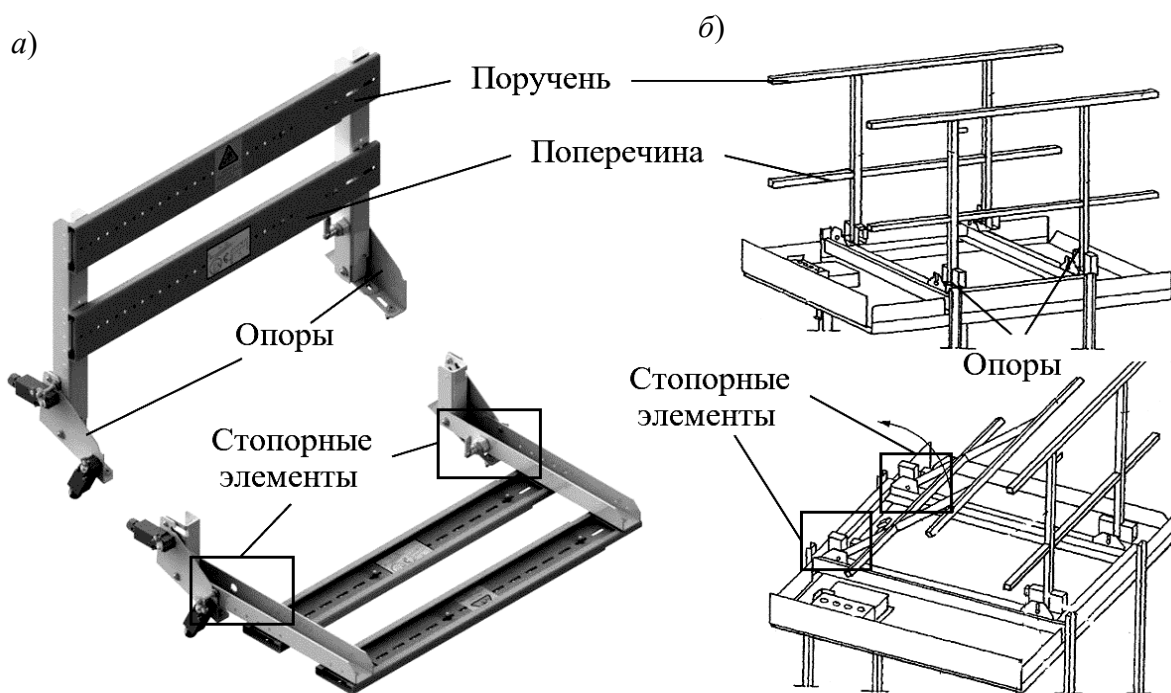


Рис. 1. Перильные ограждения: а – складное перильное ограждение крыши кабины лифта фирмы FELESA; б – складное перильное ограждение крыши кабины лифта фирмы OTIS

Основными элементами конструкции складных ограждений ОАО «Могилевлифтмаш» являются (рис. 2):

1) опоры – жёстко зафиксированные на крыше кабины;

2) стойки – шарнирно установленные на опорах;

3) поручень и поперечина – жестко установленные на стойках;

4) тяга – установленная в опорах с возможностью продольного перемещения для ограничения складывания.

Конструкция состоит из жёстко закреплённых опор, на которых подвижно

установлены стойки. Опоры закреплены на крыше кабины, в каждой из опор установлена ось с закрепленной на ней с возможностью поворота одним из своих концов стойкой, каждая из стоек в рабочем положении имеет возможность контакта с одним из стопорных элементов и не имеет возможности поворота при этом контакте, свободные концы стоек жестко соединены между собой поручнем, а центральные части – поперечиной, каждая из опор имеет возможность контакта со стопорным элементом, который имеет возмож-

ность перемещения относительно опоры вдоль оси, установленной в этой

опоре, а все стопорные элементы жестко связаны между собой.

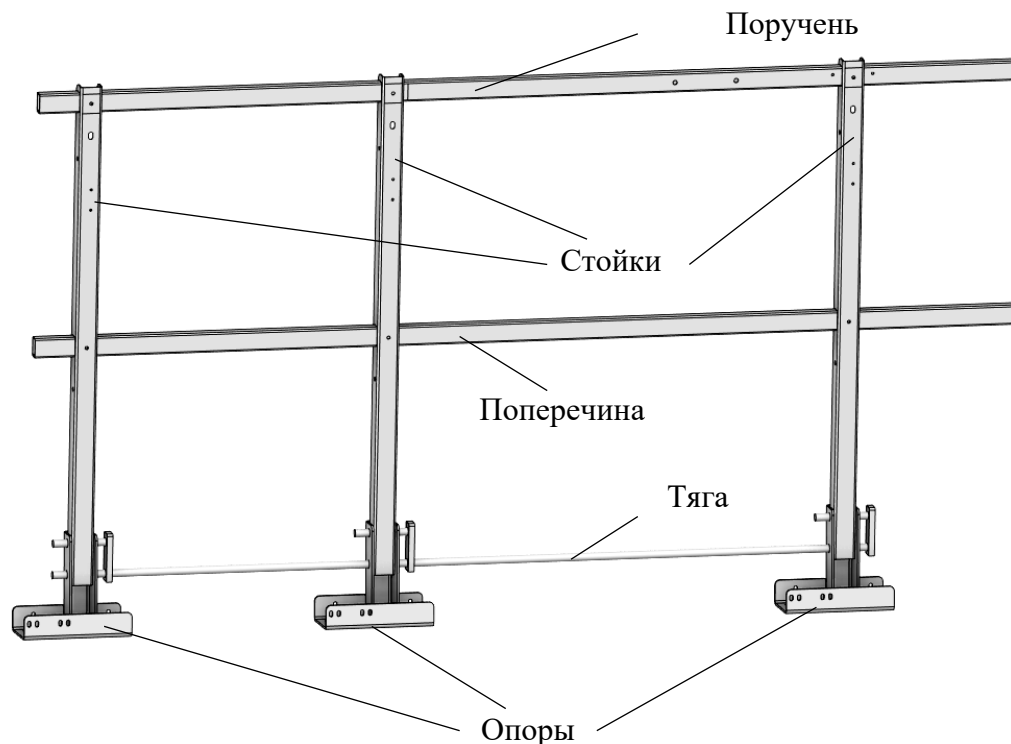


Рис. 2. Модель оригинального складного ограждения ОАО «Могилевлифтомаш»

Основными требованиями, предъявляемыми к складному ограждению, являются его способность выдерживать усилия, которые указаны в нормативных документах (EN 81–20:2014, ГОСТ 33984.1–2016), возможность его раскладывания и складывания, а также фиксации в нужном положении, при условии отсутствия в эти моменты обслуживающего персонала на крыше кабины лифта.

Для выполнения требований по EN 81–20:2014 основными целевыми показателями являются:

- 1) отсутствие пластических деформаций после снятия нагрузки величиной 1000 Н в любом направлении;
- 2) прогиб не более 50 мм при действии нагрузки;
- 3) высота ограждения не менее 1100 мм;

4) наличие поперечины, расположенной на половине высоты ограждения.

В качестве метода расчета напряжений и прогибов ограждения использовался метод конечных элементов. Проектные расчеты, на основании которых выбирались целесообразные для использования профиля, осуществлялись путем создания параметризованной балочной модели и проведения серии вычислительных экспериментов. Факторами варьирования являлись геометрические размеры сечений, ограничениями – максимальные перемещения и напряжения, целевой функцией – масса. Целью данных расчетов являлось не получение окончательных размеров сечений, а сравнение вариантов сочетания типов профилей для различных элементов ограждения по критерию материалоемкости при выполнении требований по прочно-

сти и жесткости. Балочная модель была выбрана как наиболее оперативно реализуемая, но при этом дающая требуемую информацию. Вид балочной модели представлен на рис. 3, а, б, схема граничных условий – на рис. 3, в. Нагрузка приложена к консоли, как наиболее уда-

ленной от опоры точке.

Были рассмотрены три варианта сочетаний типов профилей. На основании решения задачи оптимизации при наличии ограничений (прогибы не более 50 мм и отсутствие остаточных деформаций) получены массы ограждений (табл. 1).

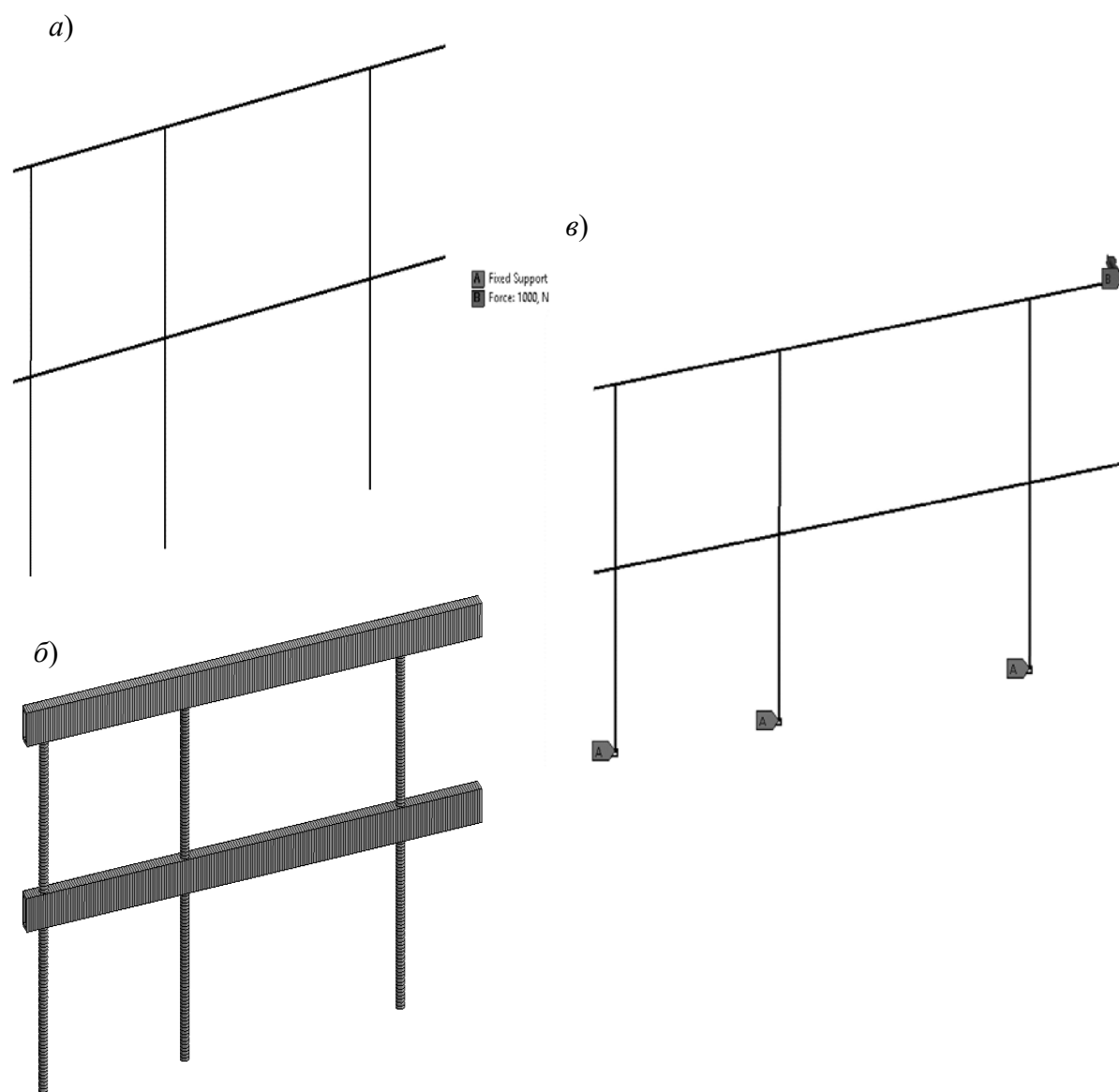


Рис. 3. Балочная модель: а, б – вид балочной модели; в – граничные условия

Результаты подбора сочетания сечений показали, что нет явно выраженного оптимального варианта, который

обеспечивал бы существенно меньшую материалоемкость, разница между самым «легким» и самым «тяжелым» ва-

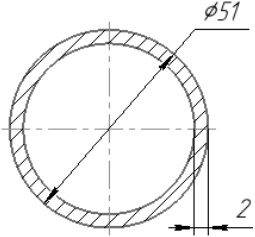
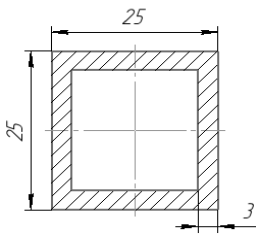
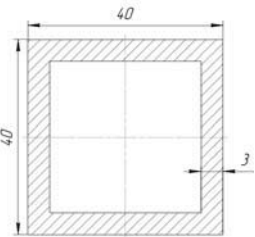
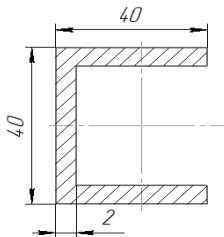
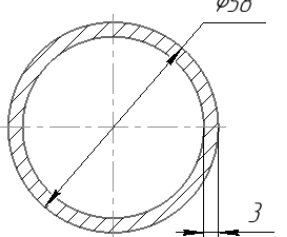
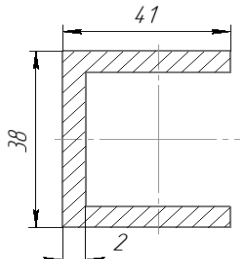
риантами составила 1,2 кг, или 7,8 %.

Исходя из применимости профилей на предприятии, а также условий технологичности конструкции были выбраны П-образный открытый профиль $44 \times 44 \times 2$ мм для стоек и пря-

моугольная труба $40 \times 25 \times 2$ мм для поручня и поперечины.

С использованием модели с трехмерными конечными элементами выполнен расчет согласно расчетной схеме на рис. 4.

Табл. 1. Подбор формы и сечения

Стойка	Поручень, поперечина	Масса ограждений, кг
		16,4
		15,4
		16,6

Места установки виртуальных тензорезисторов указаны на схеме как «Датчик 1» – «Датчик 3», которые моделировались согласно подходу [3]. Была выполнена проверка сеточной сходимости модели. Сеточная сходимость позволяет найти компромисс между точностью математической модели и ее

ресурсоемкостью в показателях мощности вычислительных ресурсов и времени вычислений и установить максимальный размер конечного элемента, уменьшение которого не повышает точность решения.

На рис. 5 представлены результаты анализа сеточной сходимости.

A Force: 1000, N
B Fixed Support

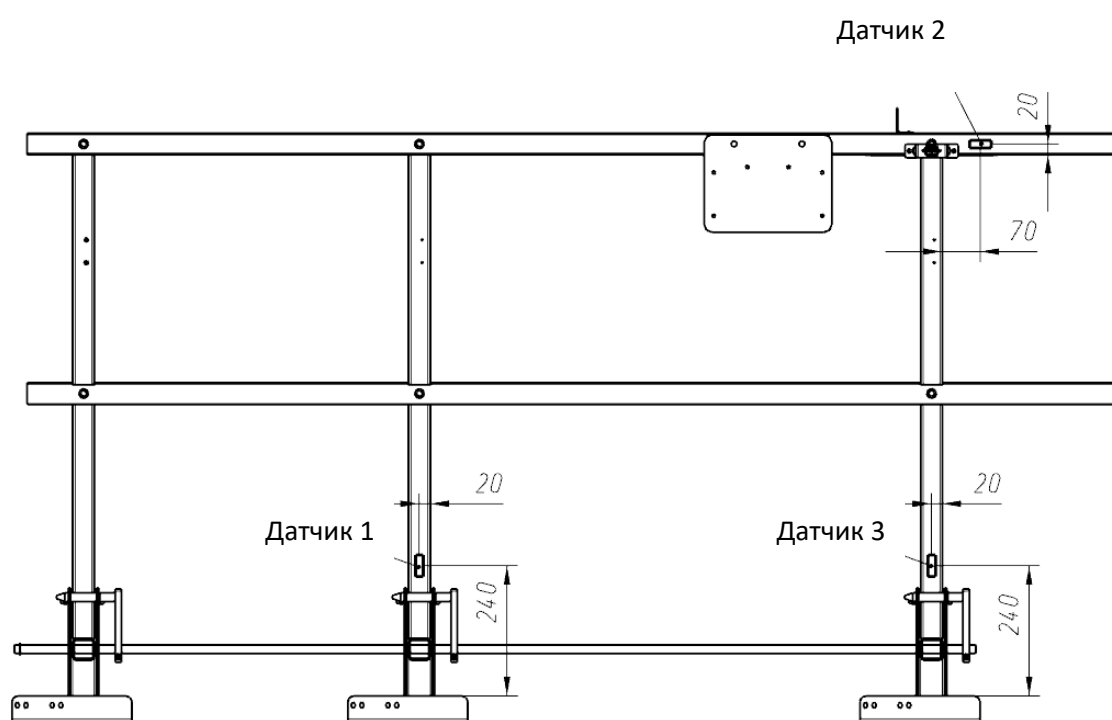
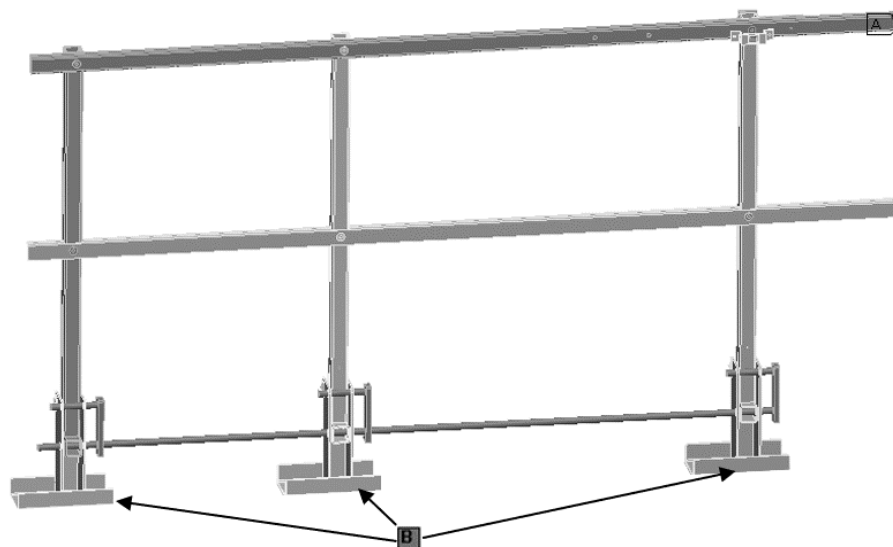


Рис. 4. Расчетная схема с указанием мест установки и ориентации виртуальных тензорезисторов

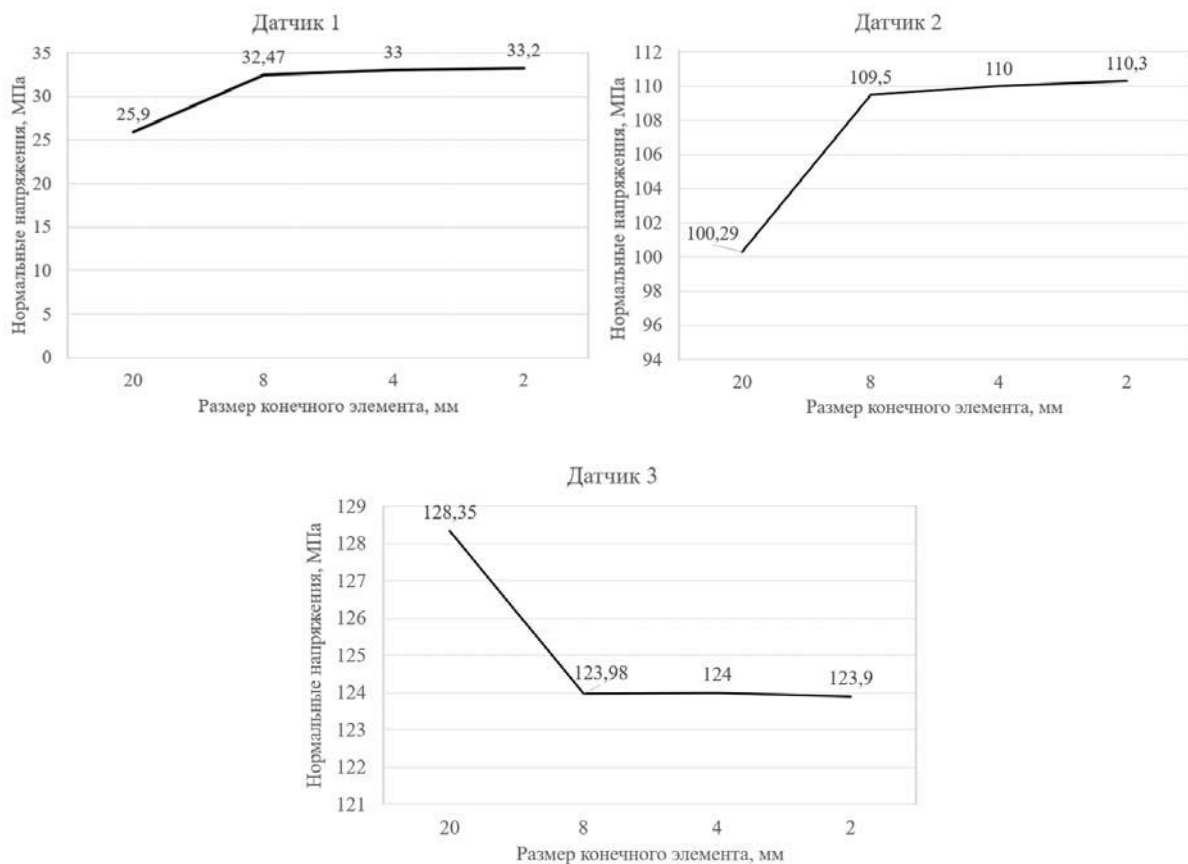


Рис. 5. Результаты проверки сеточной сходимости

В итоге была принята модель с размером конечного элемента 8 мм, компромиссная по длительности расчета и его точности.

После проведения расчета с выбранными профилями обнаружена область возможной потери устойчивости формы открытого профиля (деформация при нагрузке 800 Н составляет 250 мм, наблюдались пластические деформации) (результаты не приведены) и принято решение заменить стойки профильной трубой прямоугольного сечения $40 \times 40 \times 3$ мм, а также поперечину полосой $2015 \times 57 \times 2$ мм с отгибом $2015 \times 17 \times 2$ мм. Общий вид новой конструкции представлен на рис. 6. Консольная часть поручня укреплена накладкой как самая нагруженная

часть ограждения. Дальнейшие расчеты и испытания выполнялись для измененной конструкции (рис. 7 и 8).

Полученные напряжения и перемещения удовлетворяют условиям, поставленным в работе, и не меняются при реверсировании нагрузки.

Испытания складных ограждений проводились в «наземном» варианте на базе испытательного центра ОАО «Могилевлифтмаш» без установки на лифт (рис. 9).

Ограждения были закреплены на жестком основании, разложены в рабочее положение, и поэтапно, с шагом 200 Н, прикладывалась возрастающая нагрузка. На каждом шаге нагружения фиксировались прогибы ограждений согласно схеме на рис. 10 и велась запись показаний тензорезисторов.

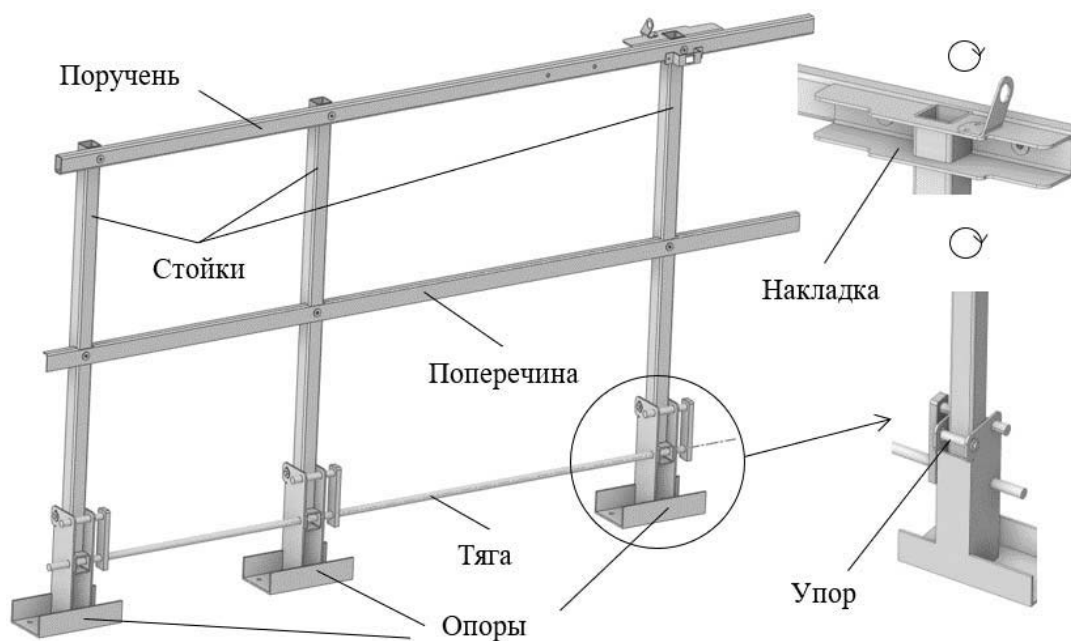


Рис. 6. Доработанная конструкция ограждений

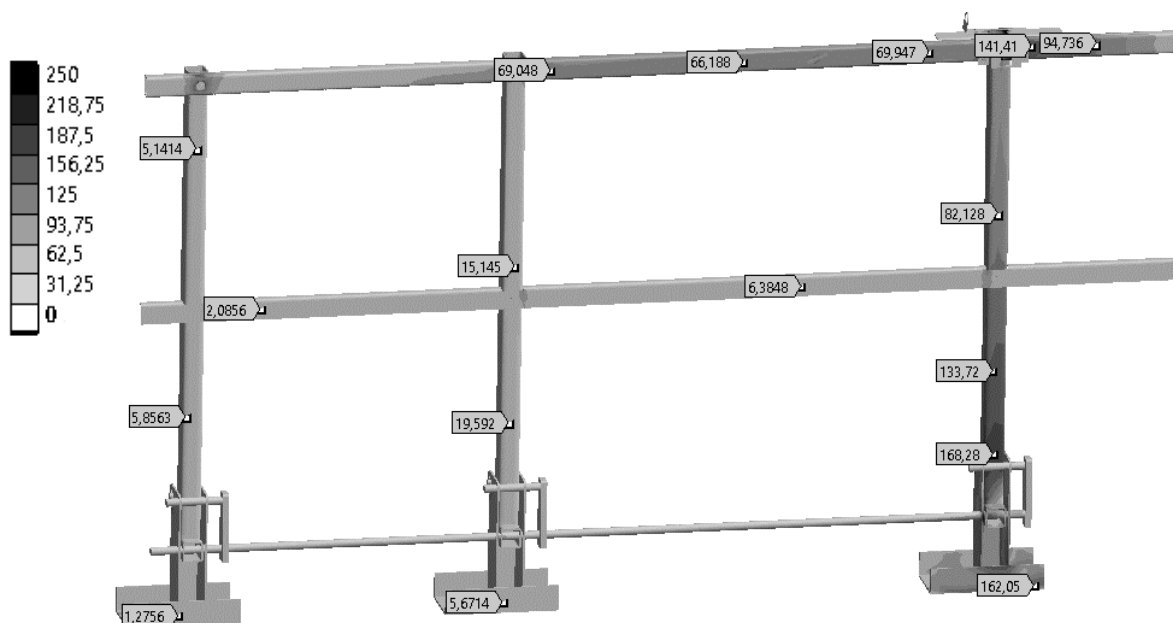


Рис. 7. Эквивалентные напряжения

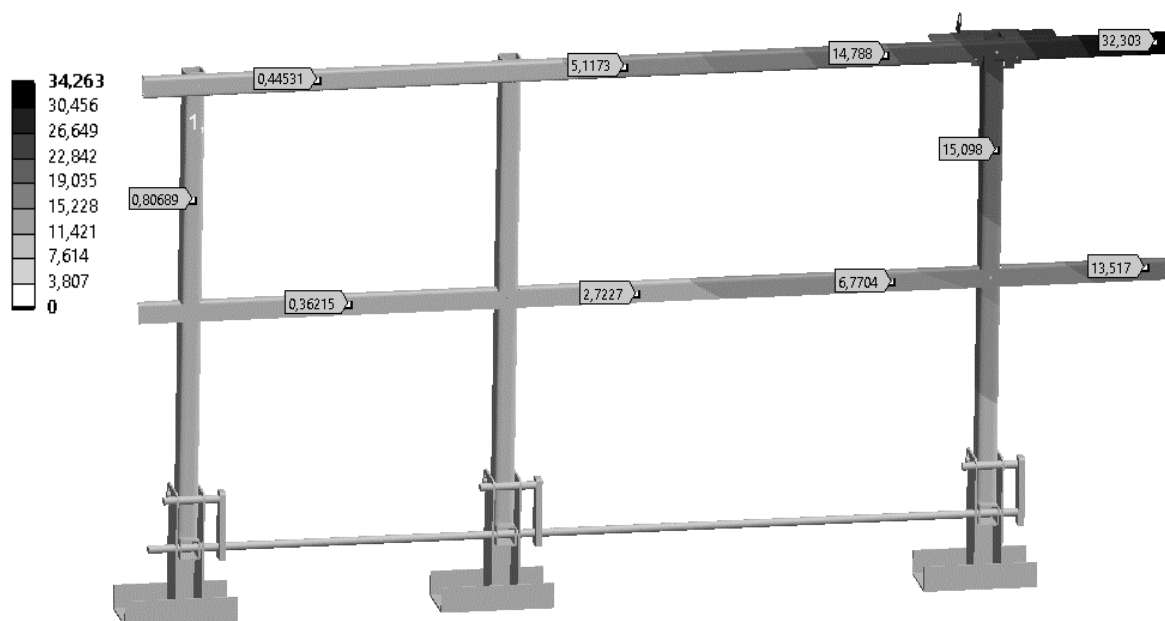


Рис. 8. Результирующие перемещения

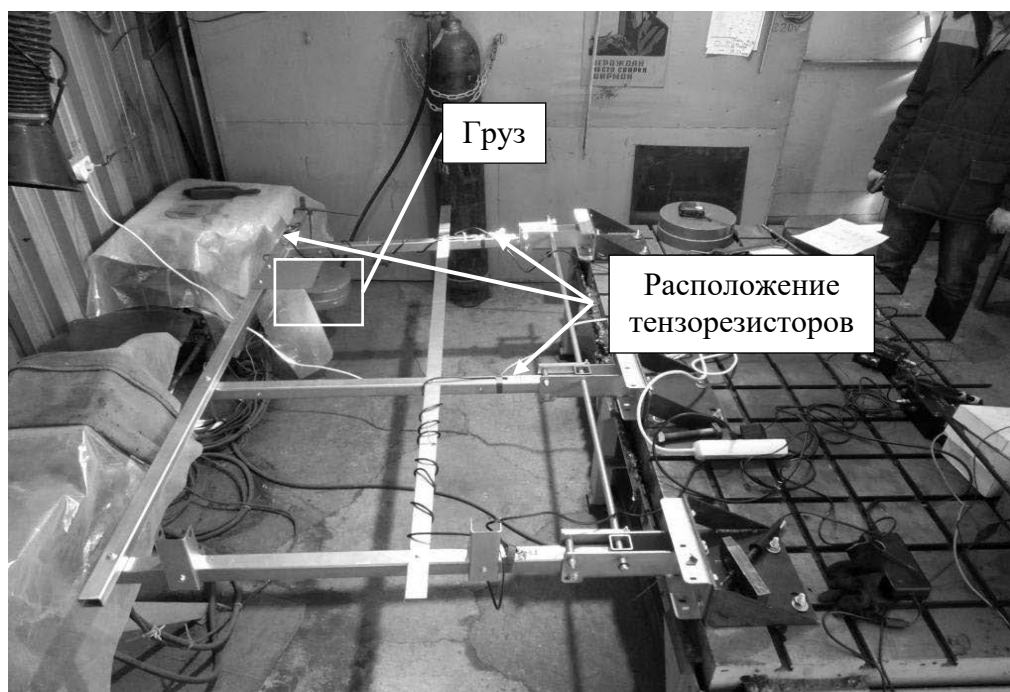


Рис. 9. Испытания ограждения

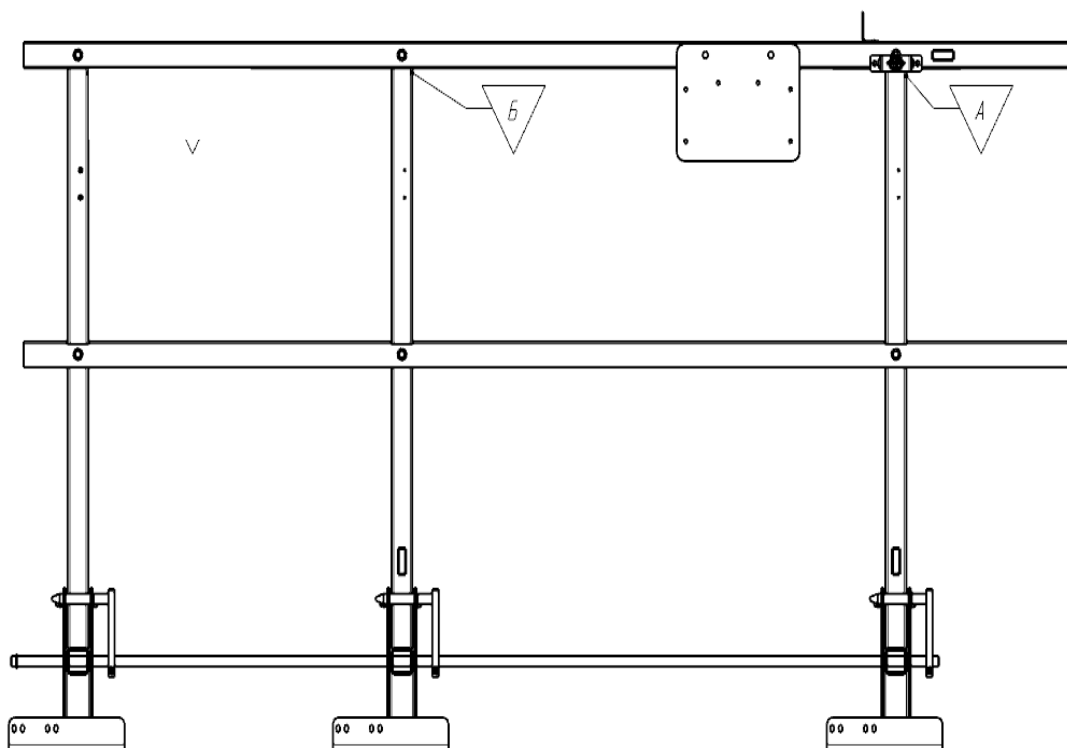


Рис. 10. Места измерения прогибов

Схема установки и ориентации одноосевых проволоочных тензорезисторов соответствовала схеме установки «виртуальных» тензорезисторов (см. рис. 4). После снятия нагрузки на стойке и поручне оценивалось наличие остаточных деформаций.

При сопоставлении прогибов по результатам физических измерений и полученных на основе расчетной модели обнаружено существенное расхождение. В расчетном варианте перемещения в точке А составляли 32 мм, а по результатам эксперимента – 50 мм, расхождение составило 36 %. Вследствие этого была осуществлена доработка расчетной модели добавлением кронштейнов крепления ограждений, которые использовались во время испытаний, а также воспроизведением геометрии прерывистых сварных швов (рис. 11), после чего был выполнен пересчет.

Сопоставление напряжений и прогибов, полученных по результатам физических экспериментов и расчетной

модели, приведено в табл. 2 и 3.

Расхождения по прогибу при максимальной нагрузке между расчетной моделью и физическим экспериментом в точках А и Б составили не более 12 %. Расхождение показаний тензорезисторов 2 и 3 с результатами экспериментов не превышает 15 %, что является удовлетворительным результатом. Показания датчика 1 дают наибольшее расхождение с экспериментом, что может быть объяснено различными причинами (некачественный монтаж, повреждения при испытаниях), а так как этот датчик не находится в области максимальных напряжений, его показаниями можно пренебречь. Поскольку напряжения и прогибы по результатам физических измерений оказались выше значений по результатам реализации математической модели, а модель в пределах диапазона нагружений ведет себя как линейная, был введен поправочный повышающий коэффициент 1,2 для расчетных напряжений и прогибов.

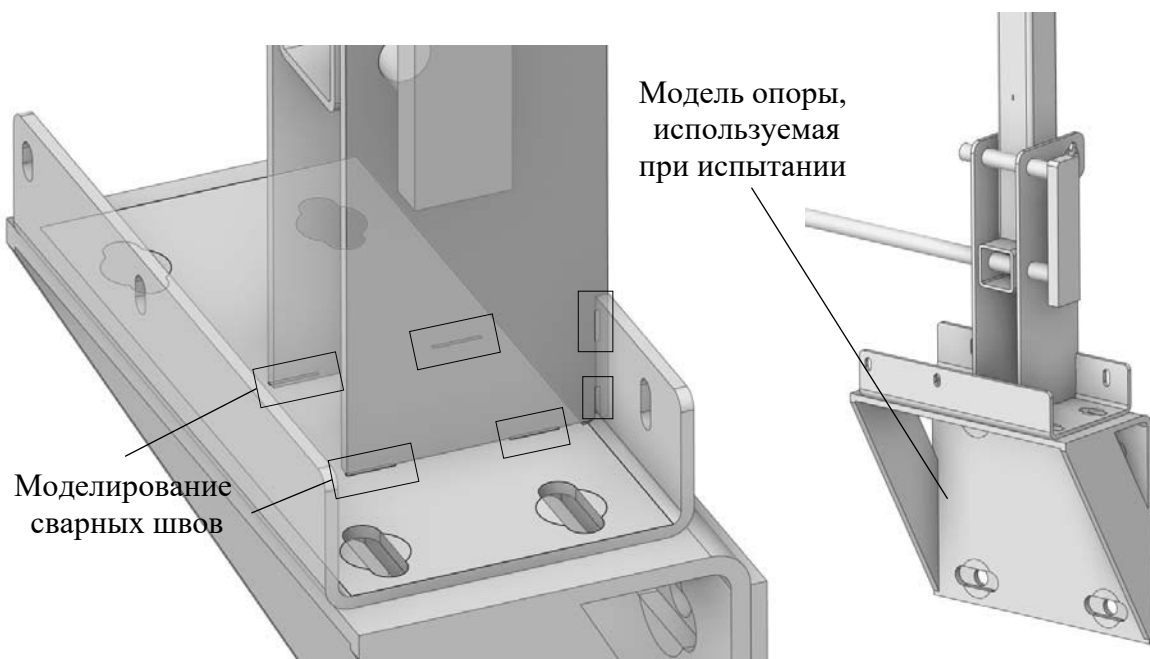


Рис. 11. Дорабатываемые в расчетной модели детали и узлы ограждения

Табл. 2. Сопоставление прогибов

Нагрузка, Н	Прогиб в точке Б, мм		Прогиб в точке А, мм	
	Эксперимент	Модель	Эксперимент	Модель
200	1	1,5	-15	-7
400	-2	-3	-25	-14
600	-3,5	-4	-35	-22
800	-6	-6	-40	-32
1000	-10	-9	-50	-44

Табл. 3. Сопоставление напряжений

Нагрузка, Н	Напряжение в датчике 1, МПа		Напряжение в датчике 2, МПа		Напряжение в датчике 3, МПа	
	Эксперимент	Модель	Эксперимент	Модель	Эксперимент	Модель
200	2	4,8	26	22	28	25,6
400	4	10	54	44	56	51
600	4	16	82	66	86	77
800	5	23	107	88	111	102
1000	7	32	129	110	139	124

Заключение

По результатам проведенной работы был реализован расчетно-экспериментальный подход к ограждению крыши кабины лифта:

- основанный на проверке сеточной сходимости модели и выборе компромиссного с точки зрения длительности расчета и точности размера конечного элемента;

- базирующийся на валидации физическими экспериментами методом

натурной тензометрии;

- включающий использование несущих элементов из профилей согласно ограничительному перечню цветных и черных металлов ОАО «Могилевлифтмаш»;

- позволяющий осуществить цикл разработки схожих конструкций с минимальным количеством опытных образцов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. BALUSTRATE TOIT CABINE PLIABLE EN 81-20:2014 H700 1200 < L < 1400, фирма FELESA [Electronic resource]. – Mode of access: <https://www.felesa.com/shop/img/cms/417191.pdf>.
2. FOLDABLE HANDRAIL AND SAFETY SWITCHARRANGEMENT ON TOP OF AN ELEVATOR CAR [Electronic resource]: pat. US 8365870B2 / G. Inventor, P. Sirigu, O. Rebillard, D. Dukacz, A. Goulet, J.-N. Simonot, D. Cloux, F. Pillin, F. Picard, T. Beauchaud, M. Coquerelle, N. Beeuwsaert, A. Fonteneau, F. Monzon, P. Rio, D. Herkel. – Publ. date 30.06.2006. – Mode of access: <https://patents.google.com/patent/US8365870B2/en>.
3. Моделирование тензодатчика в Ansys mechanical [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://youtu.be/sScfhHrvZS0>.

Статья сдана в редакцию 16 июня 2022 года

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

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

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

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

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

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

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

German Sergeyevich Sinitsyn, design engineer of STC Non-Core Production Department, JSC Mogilevliftmach. E-mail: onp@liftmach.by.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_30

УДК 621.75

Е. В. Ильюшина, Н. М. Юшкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ОБРАБОТКИ ПНЕВМОУДАРОМ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ АЛЮМИНИЕВЫХ ЗАГОТОВОК

E. V. Ilyushina, N. M. Yushkevich

RESEARCH ON TECHNOLOGICAL POSSIBILITIES FOR STRENGTHENING TREATMENT OF FLAT SURFACES OF ALUMINUM BILLETS BY PNEUMATIC IMPACT

Аннотация

Приведены исследования технологических возможностей инструмента для упрочняющей обработки алюминиевых заготовок пневмоударом. Исследовано влияние подачи инструмента, давления сжатого воздуха и величины зазора между инструментом и заготовкой на шероховатость обработанной поверхности.

Ключевые слова:

упрочнение поверхности, упрочняющая обработка пневмоударом, шероховатость, наклеп, алюминиевые деформируемые заготовки.

Для цитирования:

Ильюшина, Е. В. Исследование технологических возможностей упрочняющей обработки пневмоударом плоских поверхностей алюминиевых заготовок / Е. В. Ильюшина, Н. М. Юшкевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 30–41.

Abstract

Technological possibilities of the tool for strengthening treatment of aluminum billets by pneumatic impact are presented. The effect of tool feed, compressed air pressure and size of the gap between the tool and a billet on roughness of the treated surface has been studied.

Keywords:

surface strengthening, strengthening treatment with pneumatic impact, roughness, aluminum deformable billets.

For citation:

Ilyushina, E. V. Research on technological possibilities for strengthening treatment of flat surfaces of aluminum billets by pneumatic impact / E. V. Ilyushina, N. M. Yushkevich // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 30–41.

Введение

Заготовки из алюминиевых сплавов характеризуются высокой удельной прочностью, тепло- и электропроводностью, коррозионной стойкостью, однако требуют повышения износостойкости и твердости поверхностного слоя. Про-

блема улучшения качества обработки плоских поверхностей из алюминиевых сплавов актуальна и может быть решена с использованием различных технологий в области машиностроения. Применение для этих целей, например, лазерной обработки [1] обеспечивает повышение микротвердости и абразивной

износостойкости поверхности, однако связано с большими финансовыми затратами.

Использование для обработки алюминиевых сплавов различных методов поверхностного пластического деформирования для упрочнения поверхностного слоя показало хорошие результаты, не уступающие упрочнению сталей [2, 3]. При этом упрочняющая пневмоударная обработка [4] открывает широкие возможности для улучшения эксплуатационных свойств поверхностей плоских алюминиевых заготовок, например, стола каретки деревообрабатывающего станка с целью повышения его износостойкости. Силы деформирования исходного микрорельефа пневмоударом весьма малы, что имеет существенное значение во избежание коробления при обработке неравно жёсткой заготовки стола каретки. Использование упрочняющей пневмоударной обработки позволит снизить шероховатость, повысить микротвердость и улучшить эксплуатационные характеристики поверхности.

Имеющиеся на сегодняшний день наработки в области обработки плоских поверхностей пневмоударом показали, что возможности обработки алюминиевых заготовок практически не исследованы.

Инструмент для упрочняющей обработки пневмоударом

Технология обработки плоских алюминиевых заготовок упрочняющей пневмоударной обработкой заключается в тонком деформировании поверхностного слоя посредством вибрационного ударного воздействия на поверхность деформирующих шаров 7, приводимых в движение шарами 6. Конструктивная схема и экспериментальный образец

инструмента для упрочняющей обработки пневмоударом плоских поверхностей представлены на рис. 1 [5]. Движение приводящих шаров 6 происходит вместе с диском 3, который получает вращение под действием струй сжатого воздуха, подводимого к инструменту через отверстие в штуцере 5. Воздух проходит через сопла и попадает на лопатки 4 диска 3, приводя его во вращение. Инструмент оснащен полым валом 1 для автономной подачи воздуха непосредственно к шарам 6 и 7, что позволяет значительно расширить возможности обработки. Подавая воздух к шарам 7, можно ускорять и замедлять их скорость вращения, охлаждать зону обработки и очищать обрабатываемую поверхность. Регулируя подачу воздуха к шарам 6, можно увеличивать силу прижима приводящих шаров к деформирующим шарам 7, влияя тем самым на глубину лунок, оставляемых шарами на обрабатываемой поверхности. Плотность распределения лунок по поверхности и их глубина оказывают влияние на маслосъемкость и микротвердость поверхностного слоя.

Апробация инструмента проводилась на плоских заготовках из алюминиевого сплава Д16. Исследования работы инструмента показали, что инструмент наносит удары по обрабатываемой поверхности, на заготовке видны следы упрочнения и образования нового микрорельефа поверхности. Шероховатость поверхности в сравнении с исходной изменяется. Для выявления технологических возможностей инструмента для упрочняющей обработки пневмоударом плоских поверхностей алюминиевых заготовок необходимо проведение ряда экспериментальных исследований.

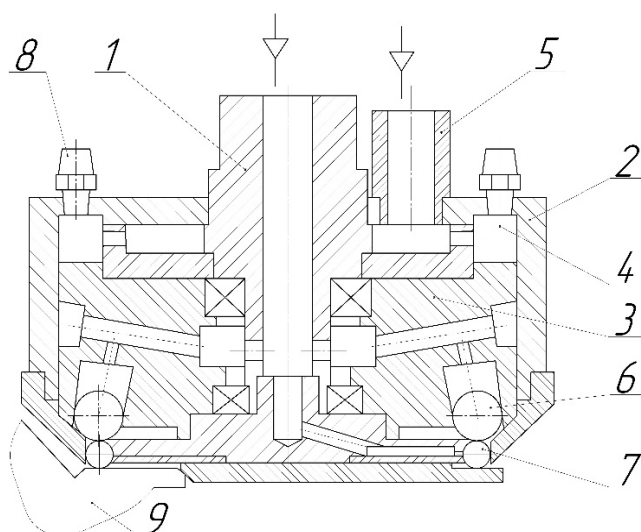


Рис. 1. Конструкция инструмента для упрочняющей обработки пневмоударом плоских поверхностей: 1 – полый вал; 2 – корпус; 3 – диск; 4 – лопатки; 5 – штуцер; 6 – приводящие шары; 7 – деформирующие шары; 8 – пневмоглушители; 9 – заготовка

Исследование влияния режимов упрочняющей обработки пневмоударом на шероховатость обработанной поверхности алюминиевых заготовок

Исследования проводились на заготовках из алюминиевого сплава Д16 (длина 500 мм, ширина 90 мм, высота 20 мм) по двум вариантам обработки. В первом варианте исходная поверхность предварительно обработана шлифованием ($Ra_{исх} = 0,55...0,75$ мкм), а во втором варианте – фрезерованием ($Ra_{исх} = 2,70...3,00$ мкм). Обработку проводили на вертикально-фрезерном станке JET. В качестве параметров, которые варьировались в процессе исследований, выбраны:

- давление сжатого воздуха P , подводимое к инструменту, МПа;
- подача стола станка S с закрепленной на нем заготовкой, мм/мин;
- зазор h между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности, мм.

Значение подачи стола станка варьировали в диапазоне от 80

до 420 мм/мин. Выставлять значение подачи менее 80 мм/мин нецелесообразно, т. к. обработка пневмоударом становится малопроизводительной, а при подачах больше 420 мм/мин плотность распределения лунок на обрабатываемой поверхности снижается до 15 %...30 %. Выставляемые на станке подачи не случайны, а обусловлены возможностями оборудования (стандартный ряд подач на вертикально-фрезерном станке JET).

Параметр давления сжатого воздуха, подаваемого в осевую полость инструмента для обработки ПВДО, варьировали в диапазоне от 0,05 до 0,12 МПа. При давлении менее 0,05 МПа шары в инструменте не приводятся во вращение, а максимум задаваемой величины давления обусловлен возможностями компрессорной станции ВК25Т-8-500Д.

Величину зазора между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности варьировали в диапазоне от 0,5 до 1,4 мм, что обусловлено конструктивными возможностями инструмента, в котором при величине зазора 1,6 мм деформирующие шары не касаются обрабатываемой поверхности.

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от давления сжатого воздуха, которая показала, что на фрезерованной поверхности после пневмоударной обработки шероховатость снижается

примерно в 2 раза в сравнении с исходной и составляет $Ra = 1,50 \dots 1,90$ мкм. Установлено, что с увеличением давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту, параметр шероховатости поверхности Ra снижается (рис. 2).

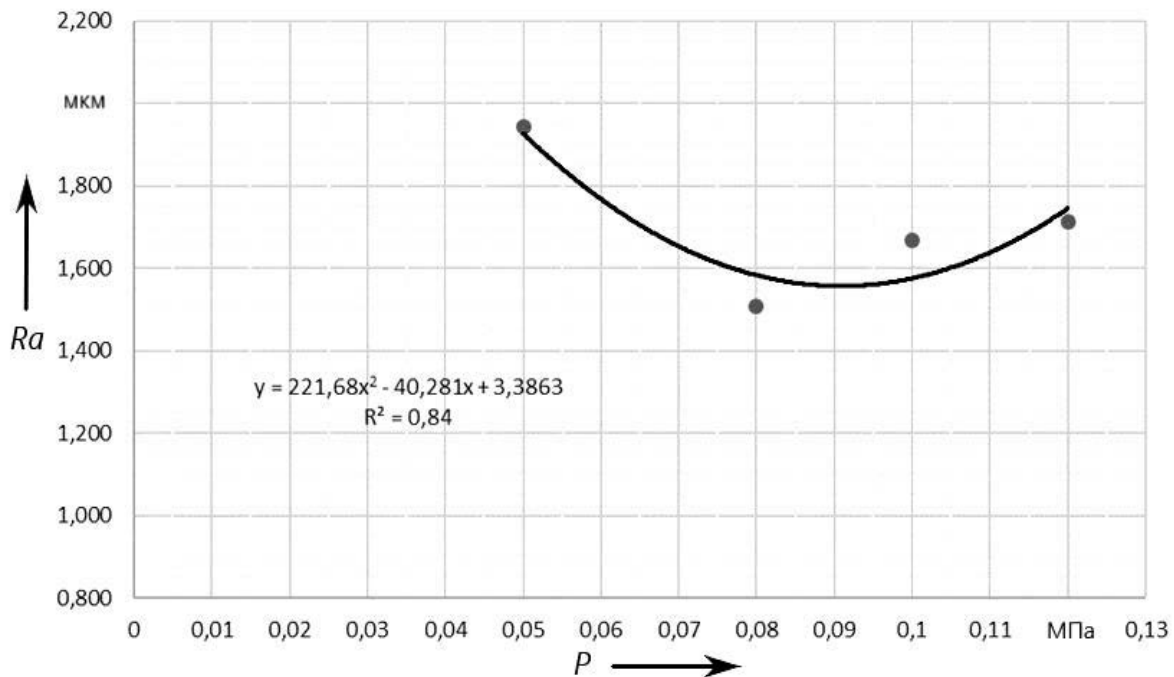


Рис. 2. График зависимости шероховатости обработанной пневмоударом фрезерованной поверхности от давления сжатого воздуха ($S = 272$ мм/мин, $h = 1$ мм)

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от давления сжатого воздуха, которая показала, что после упрочняющей пневмоударной обработки шлифованной поверхности шероховатость увеличивается примерно в 2 раза в сравнении с исходной и составляет $Ra = 0,95 \dots 1,60$ мкм. Установлено, что с увеличением давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту, параметр шероховатости поверхности Ra возрастает (рис. 3).

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи, которая показа-

ла, что после упрочняющей пневмоударной обработки шлифованной поверхности шероховатость увеличивается примерно в 2 раза в сравнении с исходной и составляет $Ra = 0,90 \dots 1,60$ мкм. Установлено, что с увеличением минутной подачи инструмента параметр шероховатости поверхности Ra возрастает (рис. 4).

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от подачи, которая показала, что после упрочняющей пневмоударной обработки фрезерованной поверхности шероховатость снижается примерно в 2 раза в сравнении с исходной и со-

ставляет $Ra = 1,30 \dots 1,60$ мкм. Установлено, что с увеличением подачи пара-

метр шероховатости поверхности Ra возрастает (рис. 5).

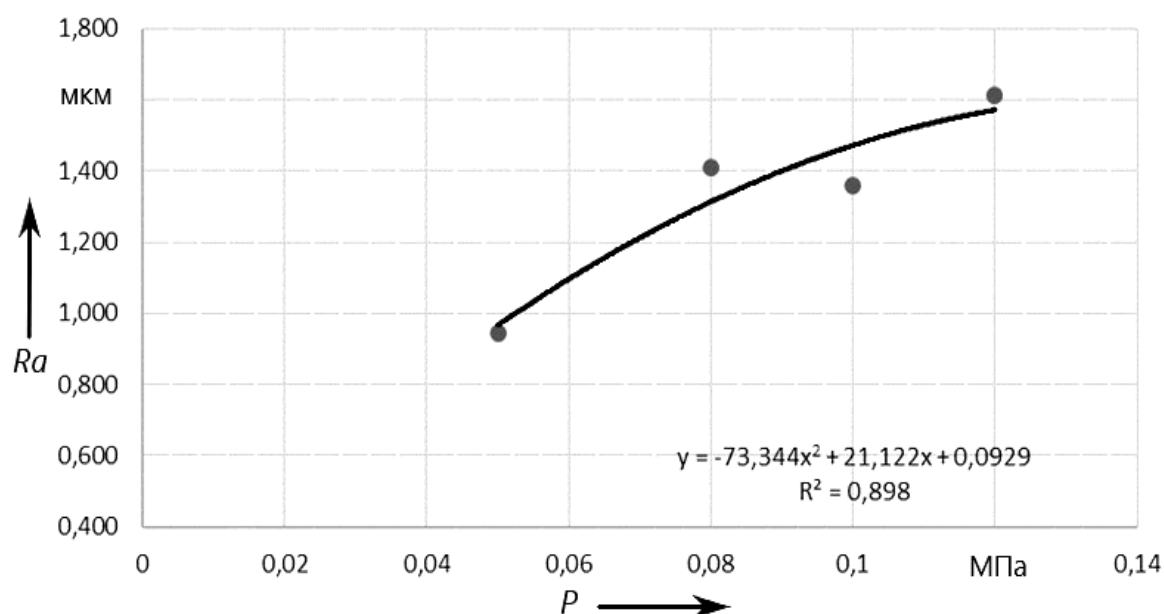


Рис. 3. График зависимости шероховатости обработанной пневмоударом шлифованной поверхности от давления сжатого воздуха ($S = 272$ мм/мин, $h = 1,4$ мм)

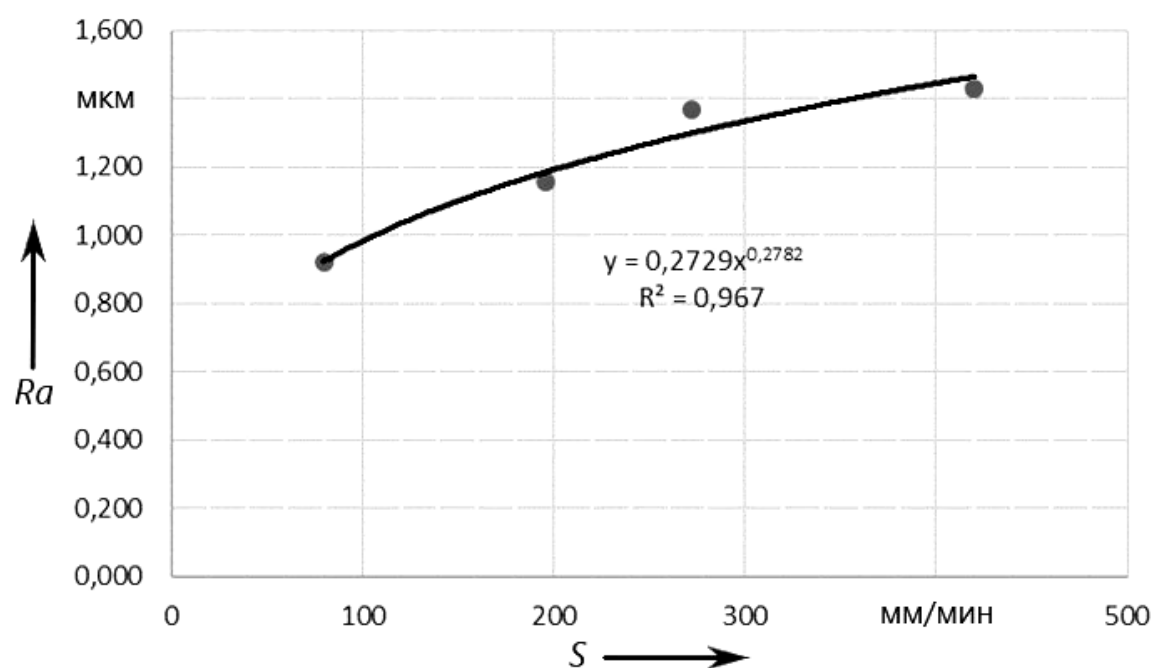


Рис. 4. График зависимости шероховатости обработанной пневмоударом шлифованной поверхности от подачи ($P = 0,08$ МПа, $h = 0,5$ мм)

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от зазора h между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности. После упроч-

няющей пневмоударной обработки шлифованной поверхности установлено, что с увеличением зазора параметр шероховатости поверхности Ra немного возрастает (рис. 6).

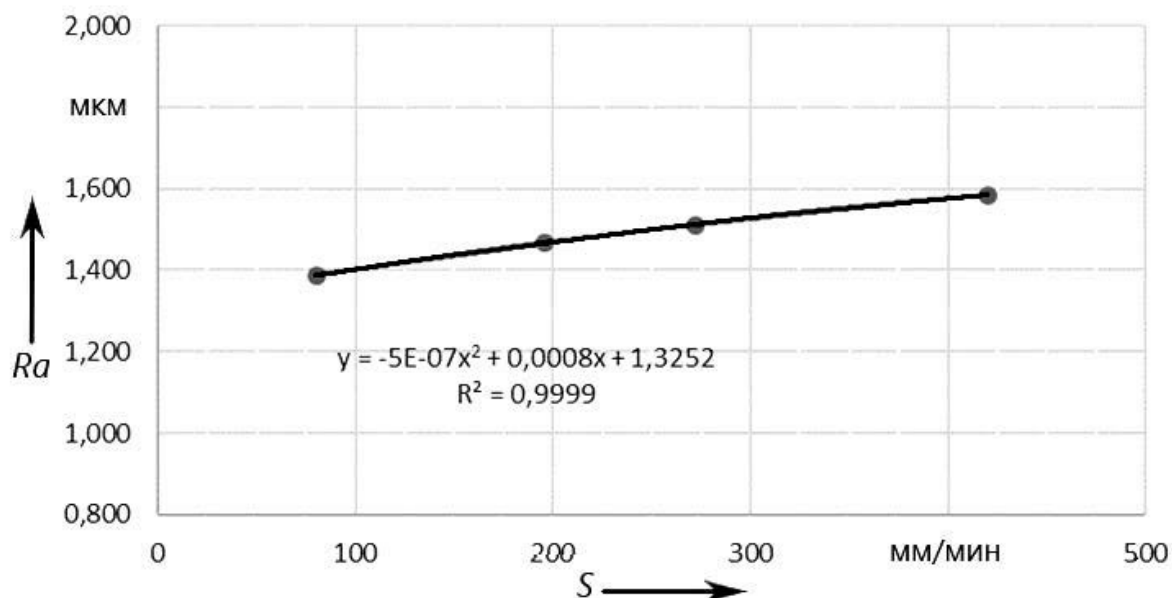


Рис. 5. График зависимости шероховатости обработанной пневмоударом фрезерованной поверхности от подачи ($P = 0,08$ МПа, $h = 1,4$ мм)

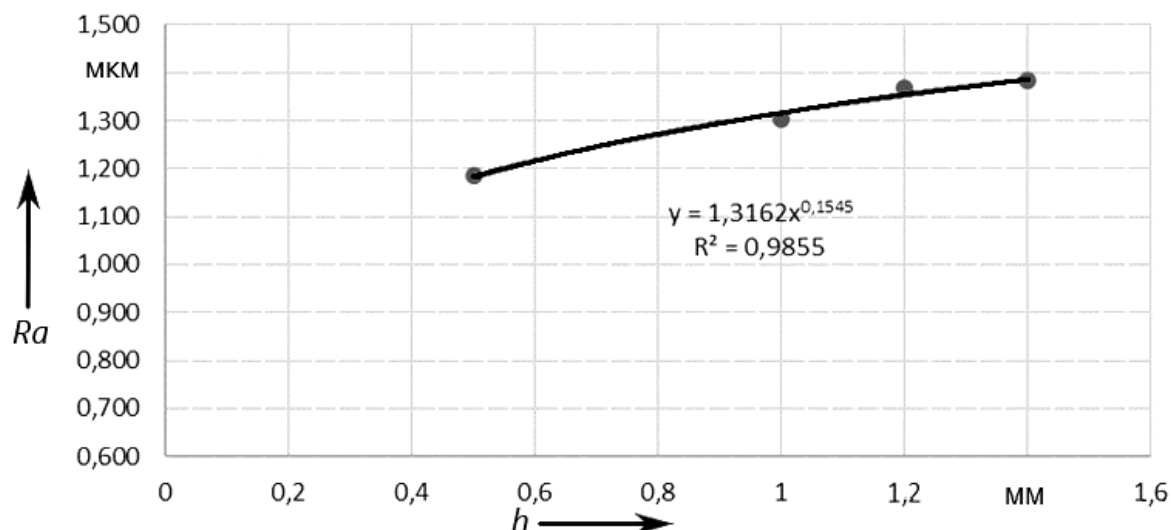


Рис. 6. График зависимости шероховатости обработанной пневмоударом шлифованной поверхности от зазора ($S = 272$ мм/мин, $P = 0,08$ МПа)

Получена экспериментальная зависимость шероховатости обработанной поверхности от зазора h между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности. После упрочняющей пневмоударной обработки фрезерованной поверхности установлено, что с увеличением зазора параметр шероховатости поверхности Ra практически не изменяется (рис. 7).

Проведенные исследования показали, что в результате упрочняющей

пневмоударной обработки на поверхности образуется новый нерегулярный микрорельеф в виде непрерывно расположенных микролунок, основными параметрами которого являются глубина микроуглублений и их шаг (плотность распределения). При этом с увеличением подачи плотность распределения лунок на поверхности уменьшается, использование подачи более 272 мм/мин нежелательно, т. к. на поверхности остаются необработанные участки.

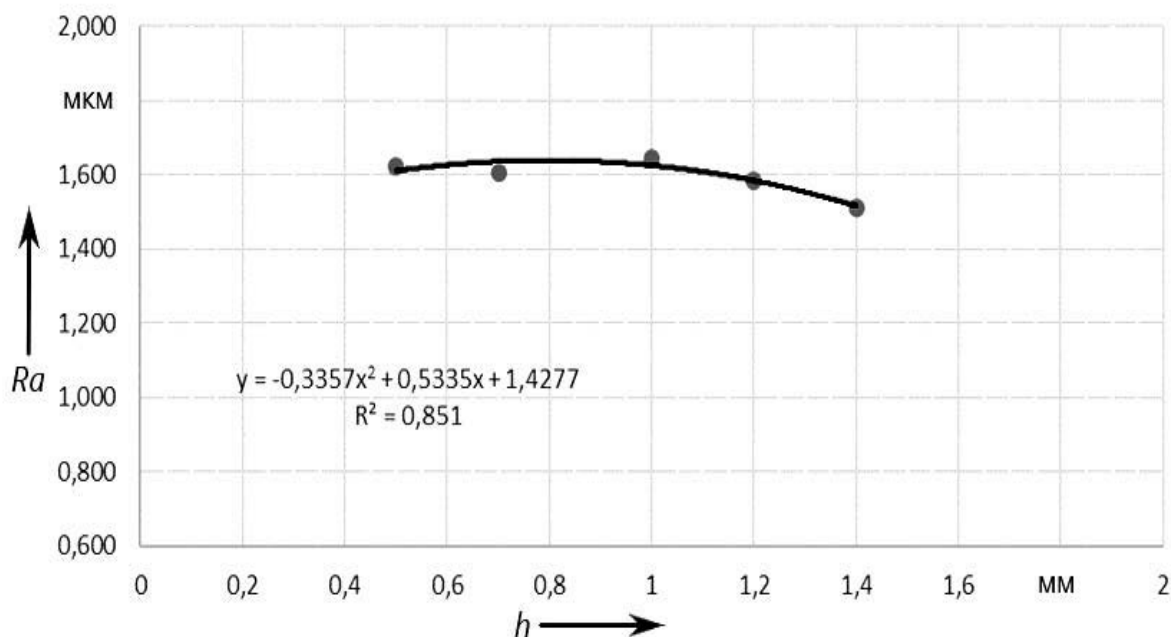


Рис. 7. График зависимости шероховатости обработанной ПВДО фрезерованной поверхности от зазора ($S = 272$ мм/мин, $P = 0,08$ МПа)

В процессе анализа полученных экспериментальных зависимостей можно рекомендовать для обработки алюминиевых заготовок оптимальные режимы: подача $S = 80 \dots 272$ мм/мин, давление сжатого воздуха $P = 0,08 \dots 0,1$ МПа, величина зазора между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности $h = 1 \dots 1,4$ мм. Меньшие значения зазора брать не рекомендуется, так глубина лунки получается незначительной.

Исследование параметров шероховатости поверхности алюминиевых заготовок после упрочняющей обработки пневмоударом

Эксплуатационные характеристики плоской поверхности, обработанной пневмоударной обработкой, зависят от качества поверхностного слоя, полученного в процессе.

Поверхностный слой имеет отли-

чительную от основного металла структуру, новый фазовый и химический состав. На формирование поверхностного слоя в большей степени оказывают влияние финишные операции обработки и технологическая наследственность.

Сделать вывод об эксплуатационных свойствах поверхностного слоя на основании какого-то единственного параметра невозможно, т. к. только совокупность единичных и комплексных показателей качества может дать полную картину, позволяющую судить о качестве поверхности детали.

Для оценки показателей качества поверхностного слоя используют геометрические и физико-механические параметры, которые хорошо изучены и описаны в [6–8]. На повышение износостойкости поверхности влияют среднее арифметическое отклонение профиля Ra , относительная опорная длина профиля tp (ГОСТ 2789–73), а также высота пиков профиля Rp (DIN EN ISO 13565:1998). При этом глубина и степень упрочнения, сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое и микротвердость также весьма важны.

Оценка качества поверхности

заготовок, обработанных упрочняющей пневмоударной обработкой, проведена в соответствии со стандартами [9, 10]. Параметры шероховатости обработанной поверхности заготовок измеряли с использованием профилометра Surf-test SJ-210 Mitutoyo.

Были получены и исследованы следующие параметры:

- центральная высота микронеровностей R_k или глубина профиля сердцевинной шероховатости;
- ограниченная высота пиков R_{pk} , представляет собой долю пиков, выступающих из основного материала;
- ограниченная глубина впадин R_{vk} , обозначает долю впадин, проникающих из основного профиля в материал;
- сумма параметров $R_{pk} + R_k$, характеризует износостойкость рабочей поверхности.

Исходные параметры алюминиевых заготовок для последующей упрочняющей пневмоударной обработки приведены в табл. 1. Профилограммы исходных поверхностей представлены на рис. 8.

Табл. 1. Параметры шероховатости алюминиевой поверхности после шлифования и фрезерования

Метод получения исходной поверхности	Ra , мкм	Rz , мкм	R_{pk} , мкм	R_k , мкм	R_{vk} , мкм	$R_{pk} + R_k$, мкм
Шлифование	0,704	4,586	1,361	3,206	1,071	4,567
Шлифование	0,693	4,327	1,287	2,903	1,229	4,190
Шлифование	0,691	4,099	1,206	3,059	0,780	4,265
Шлифование	0,576	3,707	1,166	2,661	0,595	3,827
Фрезерование	2,698	12,029	2,311	8,841	0,720	11,152
Фрезерование	2,897	13,111	3,162	8,773	0,921	11,935
Фрезерование	3,045	12,604	1,534	11,134	0,431	12,668
Фрезерование	2,836	11,578	1,121	9,456	1,235	10,577

Получены профилограммы поверхностей алюминиевых заготовок, обработанных пневмударом, для последующего их анализа в соответствии с методикой, изложенной в стандарте DIN EN ISO 13565:1998. Параметры качества плоской шлифованной поверхности, обработанной пнев-

мударной обработкой, представлены в табл. 2, а ее профилограмма – на рис. 9.

Параметры качества плоской фрезерованной поверхности, обработанной упрочняющей пневмударной обработкой, представлены в табл. 3, а профилограмма – на рис. 10.

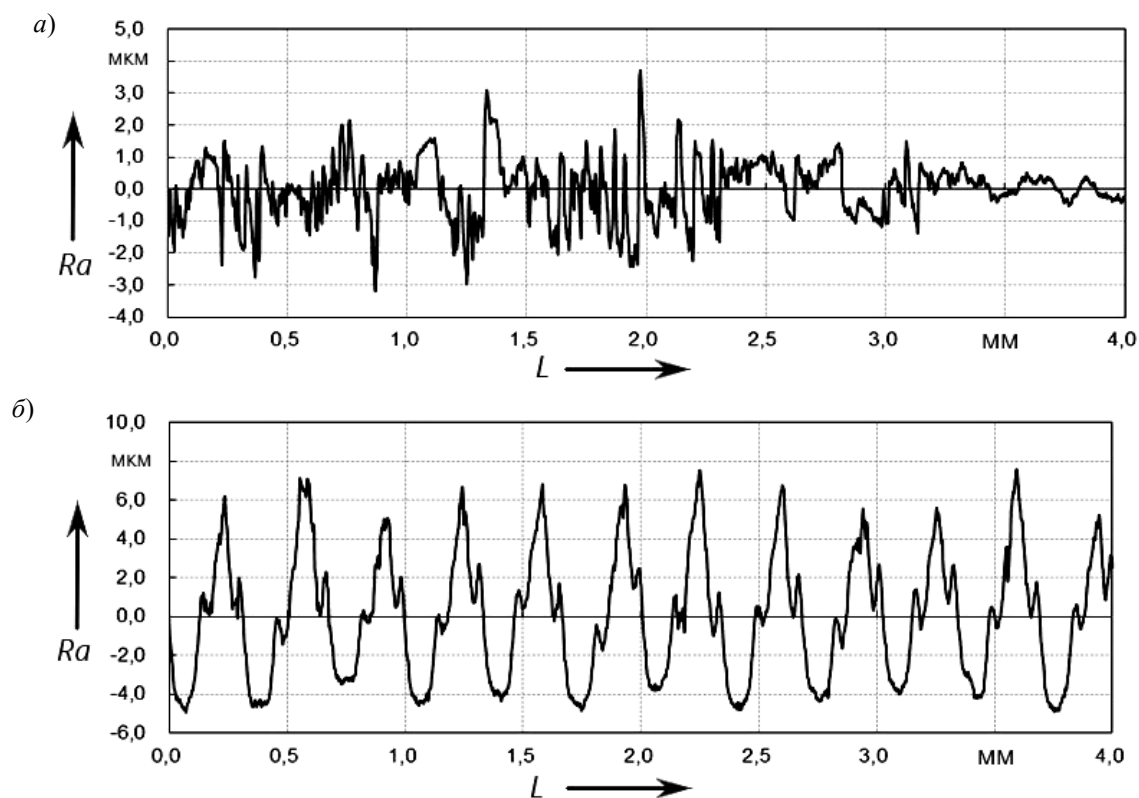


Рис. 8. Профилограммы исходных поверхностей заготовок: а – исходная поверхность получена шлифованием $Ra = 0,66$ мкм; б – исходная поверхность получена фрезерованием $Ra = 2,65$ мкм

Табл. 2. Параметры шероховатости шлифованной поверхности после упрочняющей пневмударной обработки

Величина зазора, мм	P , МПа	$Ra_{исх}$, мкм	Ra , мкм	Rz , мкм	Rpk , мкм	Rk , мкм	Rvk , мкм	$Rpk + Rk$, мкм
0,5	0,08	0,65	0,904	5,431	1,175	2,768	0,841	3,943
0,5	0,08	0,58	0,858	4,952	1,183	3,009	0,742	4,192
0,5	0,08	0,71	1,070	5,603	1,254	3,165	0,985	4,419

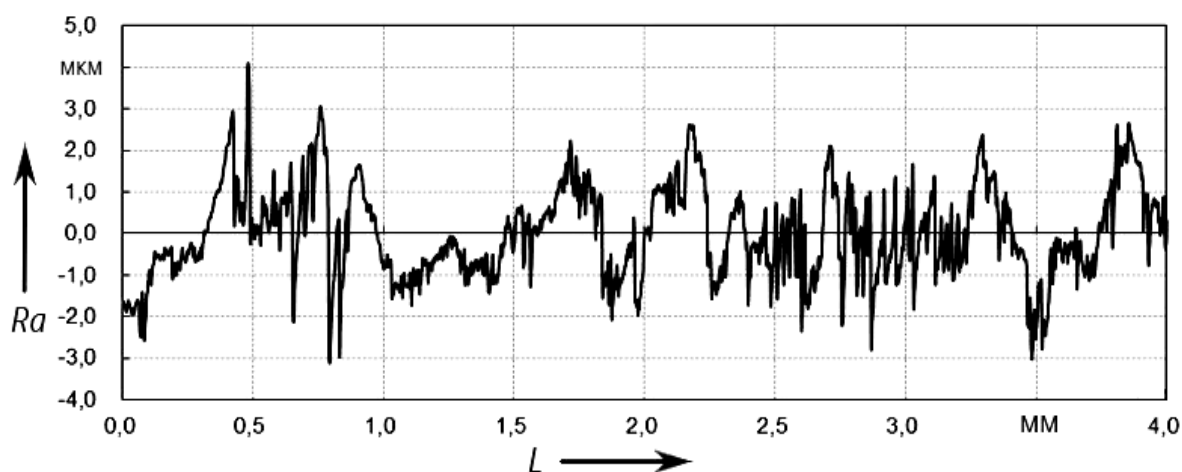


Рис. 9. Профилограмма плоской шлифованной поверхности после упрочняющей пневмодарной обработки

Табл. 3. Параметры шероховатости фрезерованной поверхности после упрочняющей пневмодарной обработки

Величина зазора, мм	P , МПа	$Ra_{\text{исх}}$, мкм	Ra , мкм	Rz , мкм	R_{pk} , мкм	R_k , мкм	R_{fk} , мкм	$R_{pk} + R_k$, мкм
1,4	0,08	2,735	1,378	5,288	2,904	3,401	0,436	6,305
1,4	0,08	2,801	1,310	5,866	2,823	3,211	0,822	6,034
1,4	0,08	2,962	1,616	8,428	2,722	4,236	2,090	6,958

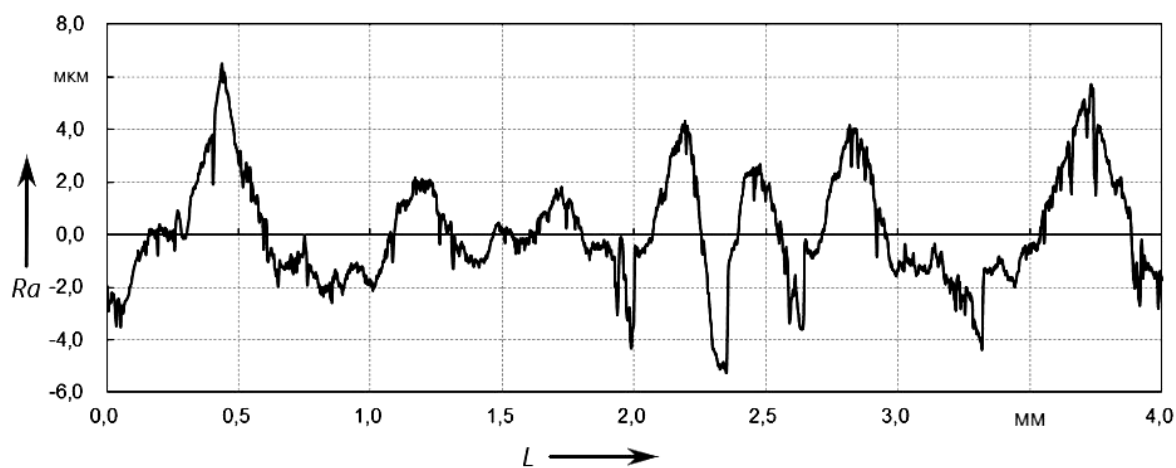


Рис. 10. Профилограмма плоской фрезерованной поверхности после упрочняющей пневмодарной обработки

Сравнительный анализ параметров R_{vk} , R_{pk} , R_k показал преимущества поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки над фрезерованной с точки зрения прирабатываемости и несущей способности. Параметр R_{pk} поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки немного меньше, чем после фрезерования, что уменьшает время приработки поверхности в паре трения. Уменьшение параметра R_{pk} приводит к уменьшению работы силы трения и интенсивности изнашивания в начальный период контактирования трущихся поверхностей.

Параметр R_k , показывающий прирост материала в центральной области, для поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки в 3 раза меньше, чем после фрезерования. Чем меньше значение R_k , тем большей несущей способностью обладает центральная область микрорельефа, что позволяет увеличить надежность и долговечность пар трения.

Сумма параметров R_{pk} и R_k , характеризующая износостойкость обработанной поверхности, после упрочняющей пневмоударной обработки уменьшилась в 2 раза в сравнении с фрезерованной поверхностью, что показывает увеличение износостойкости поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки.

Параметр R_{vk} соизмерим у поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки и фрезерованной поверхности.

Сравнительный анализ параметров R_{vk} , R_{pk} , R_k показал небольшие преимущества поверхности после упрочняющей пневмоударной обработки над шлифованной поверхностью с точки зрения прирабатываемости и несущей способности, хотя шероховатость Ra шлифованной поверхности меньше, чем после обработки пневмоударом.

Выводы

1. Установлено, что с увеличением давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту для упрочняющей пневмоударной обработки, параметр шероховатости поверхности Ra снижается для предварительно шлифованных поверхностей и возрастает для предварительно фрезерованных поверхностей.

2. Установлено, что при упрочняющей пневмоударной обработке с увеличением минутной подачи параметр шероховатости поверхности Ra возрастает для всех видов исходных заготовок. При этом с увеличением подачи плотность распределения лунок на поверхности уменьшается, использование подачи более 272 мм/мин нежелательно, т. к. на поверхности остаются необработанные участки.

3. Установлено, что при упрочняющей пневмоударной обработке с увеличением зазора между плоскостью инструмента и заготовкой параметр шероховатости поверхности Ra немного возрастает для предварительно шлифованных поверхностей и практически не изменяется для предварительно фрезерованных поверхностей.

4. В процессе анализа полученных экспериментальных зависимостей можно рекомендовать для упрочняющей пневмоударной обработки алюминиевых заготовок оптимальные режимы: подача $S = 80...272$ мм/мин, давление сжатого воздуха $P = 0,08...0,1$ МПа, величина зазора между основанием инструмента и плоскостью обрабатываемой поверхности $h = 1...1,4$ мм. Меньшие значения зазора брать не рекомендуется, так глубина лунки получается незначительной.

5. Исследование влияния упрочняющей пневмоударной обработки на качество поверхностного слоя плоских поверхностей алюминиевых заготовок показало значительное увеличение качественных характеристик поверхностного слоя в сравнении с исходной фре-

зерованной поверхностью и лишь незначительное их улучшение в сравнении со шлифованной исходной поверхностью. Установлено, что исходная фрезерованная поверхность, обработанная

упрочняющей пневмоударной обработкой, обладает большей несущей способностью, повышенной износостойкостью и меньшим временем приработки поверхности в паре трения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поверхностное упрочнение алюминиевых сплавов / И. П. Волчок [и др.] // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2007. – № 2. – С. 87–89.
2. **Елизаветин, М. А.** Повышение надежности машин / М. А. Елизаветин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1973. – 430 с.
3. **Одинцов, Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: справочник / Л. Г. Одинцов. – Москва: Машиностроение, 1987. – 328 с.
4. Технология финишной упрочняющей пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – 294 с.
5. Способ обработки поверхностным пластическим деформированием плоской поверхности и инструмент для его осуществления: пат. BY 12473 U / А. П. Минаков, Д. Л. Зайцев. – Опубл. 30.04.2008.
6. Оценка влияния пневмовибродинамической обработки на микрорельеф обработанных плоских поверхностей по стандарту DIN EN ISO 13565:1998 / А. П. Минаков [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 1 (54). – С. 63–73.
7. **Каледин, Б. А.** Повышение долговечности деталей поверхностным деформированием / Б. А. Каледин, П. А. Чепа. – Минск: Наука и техника, 1977. – 232 с.
8. **Шнейдер, Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 246 с.
9. **ISO 13565-2:1998.** Geometrical Product Specifications (GPS). – Surface texture: profile method. Surfaces having stratified functional properties. – Part. 2: Height characterization using the linear material ratio curve. – International Organization for Standardization. Geneva. Switzerland, 1998.
10. **ISO 13565-3:1998.** Geometrical Product Specifications (GPS). – Surface texture: Profile method; Surfaces having stratified functional properties. – Part. 3: Height characterization using the material probability curve. – International Organization for Standardization. Geneva. Switzerland, 1996.

Статья сдана в редакцию 4 июля 2022 года

Елена Валерьевна Ильюшина, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: sktb-pvdo@mail.ru.

Надежда Михайловна Юшкевич, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: ronami.yu@gmail.com.

Elena Valeryevna Ilyushina, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: sktb-pvdo@mail.ru.

Nadzeya Mikhailovna Yushkevich, senior lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: ronami.yu@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_42

УДК 621.5.015

М. М. Кожевников, В. М. Шеменков, М. Н. Миронова, И. Э. Илюшин

МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО РАЗМЕЩЕНИЯ РОБОТОВ-МАНИПУЛЯТОРОВ В ЗАДАЧАХ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

M. M. Kozhevnikov, V. M. Shemenkov, M. N. Mironova, I. E. Iliushin

TECHNIQUE OF OPTIMAL ROBOTIC MANIPULATOR PLACEMENT IN COMPUTER-AIDED DESIGN PROBLEMS

Аннотация

Предложена методика для оптимального размещения роботов-манипуляторов относительно окружения в составе автоматизированных ячеек, основанная на учете кинематических и геометрических характеристик робота и технологического инструмента. Методика позволяет найти размещение робота относительно элементов окружения, при котором инструмент реализует технологическую траекторию с минимальным объемом движений звеньев манипулятора. Предложенный подход применим при эффективном автоматизированном проектировании компоновок технологических ячеек на базе роботов-манипуляторов.

Ключевые слова:

робот-манипулятор, оптимальное размещение, автоматизированное проектирование.

Для цитирования:

Методика оптимального размещения роботов-манипуляторов в задачах автоматизированного проектирования / М. М. Кожевников, В. М. Шеменков, М. Н. Миронова, И. Э. Илюшин // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 42–51.

Abstract

A technique is proposed for optimal placement of robotic manipulators relative to the environment as part of automated cells, which takes into account kinematic and geometric characteristics of the robot and the technological tool. The technique makes it possible to find that placement of the robot relative to the environment elements, in which the tool implements a technological trajectory with a minimum amount of movement of manipulator links. The proposed approach is applicable for efficient automated design of technological cell layouts based on robotic manipulators.

Keywords:

robotic manipulator, optimal placement, computer-aided design.

For citation:

Technique of optimal robotic manipulator placement in computer-aided design problems / M. M. Kozhevnikov, V. M. Shemenkov, M. N. Mironova, I. E. Iliushin // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 42–51.

Введение

Повышение гибкости технологических процессов в современном производстве достигается за счет применения компактных роботизированных ячеек. Такие ячейки показали достаточную

эффективность в мелкосерийном производстве с часто меняющейся номенклатурой изделий [1, 2]. Современные роботы-манипуляторы можно довольно быстро перепрограммировать при изменениях в ходе технологического процесса. Например, в условиях технологи-

ческого процесса лазерной резки металла применение роботов-манипуляторов показывает высокую эффективность при обрезке кромок и вырезе проемов в листах.

Системы управления роботов-манипуляторов позволяют довольно эффективно реализовать траектории технологического инструмента в условиях достаточно сложного окружения, при этом на этапе проектирования возникают задачи поиска рационального размещения манипулятора в автоматизированной ячейке. Причем при проектировании такой ячейки необходимо учесть ограниченность траектории технологического инструмента и робота. В [1–4] исследованы задачи автоматизированного проектирования компактных роботизированных ячеек с учетом ряда кинематических ограничений и параметров окружения робота-манипулятора. Однако при этом предполагается отсутствие столкновений при движении рабочей точки инструмента по технологически заданной траектории, достижимость которой проверяется при различных положениях и конфигурациях робота-манипулятора. Перемещения робота определяются путем геометрического моделирования с обеспечением допустимой ориентации технологического инструмента без учета объема движения звеньев.

Предлагается методика для рационального размещения робота-манипулятора в технологической ячейке с учетом его кинематических и геометрических характеристик, а также с учетом геометрии технологического инструмента. Методика эффективно позволяет найти оптимальное размещение робота относительно элементов окружения по критерию минимизации объема движений его звеньев.

Методика оптимального размещения роботов-манипуляторов

Технологический процесс, автоматизированный на базе роботов-манипу-

ляторов, предполагает наличие некоторой заранее заданной траектории движения рабочей точки инструмента. Например, при автоматизации технологических процессов в машиностроительном производстве захватное устройство робота перемещает заготовки и детали между станками по заданной траектории [1]. Другими примерами подобных траекторий могут служить контуры реза в технологическом процессе лазерной резки и линии нанесения сварных швов в технологических процессах сварки [2, 3]. Заданная траектория (рис. 1) в наиболее общем виде может быть описана множеством векторов $\{p_i \in R^3\}$, $i = 1 \dots N$, которые определяют координаты дискретных положений рабочей точки технологического инструмента [4]. Для каждого такого положения определяется единичный вектор $n_i \in R^3$, описывающий ось вращения технологического инструмента, и единичный вектор $a_i = (p_{i+1} - p_i) / |p_{i+1} - p_i|$, описывающий направление движения технологического инструмента вдоль траектории. С учетом этих обозначений введем следующую матрицу преобразования, позволяющую описать ориентацию и положение технологического инструмента для каждой точки заданной траектории с номером i :

$$H_i = \begin{bmatrix} a_i & a_i \times n_i & n_i & p_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{4 \times 4}, \quad (1)$$

где символом « $\times$ » обозначено векторное произведение.

При перемещении технологического инструмента вдоль заданной траектории допускается изменять его ориентацию путем вращения вокруг вектора направления a_i на угол $\alpha_j \in [\alpha_{\min} \alpha_{\max}]$, вращения вокруг вектора подхода $a_i \times n_i$ на угол

$\beta_j \in [\beta_{\min} \beta_{\max}]$ и вращения вокруг вектора n_i на угол $\gamma_j \in [\gamma_{\min} \gamma_{\max}]$ ($j = 1 \dots M$). Соответствующая матрица преобразования, описывающая положение

и ориентацию повернутого технологического инструмента, может быть представлена в виде

$$L_i = R(a_i, \alpha_j) R(a_i \times n_i, \beta_j) R(n_i, \gamma_j) H_i, \quad (2)$$

где $R(a_i, \alpha_j)$ – матрица вращения вокруг вектора a_i на угол α_j ; $R(a_i \times n_i, \beta_j)$ – матрица вращения во-

круг вектора $a_i \times n_i$ на угол β_j ; $R(n_i, \gamma_j)$ – матрица вращения вокруг вектора n_i на угол γ_j .

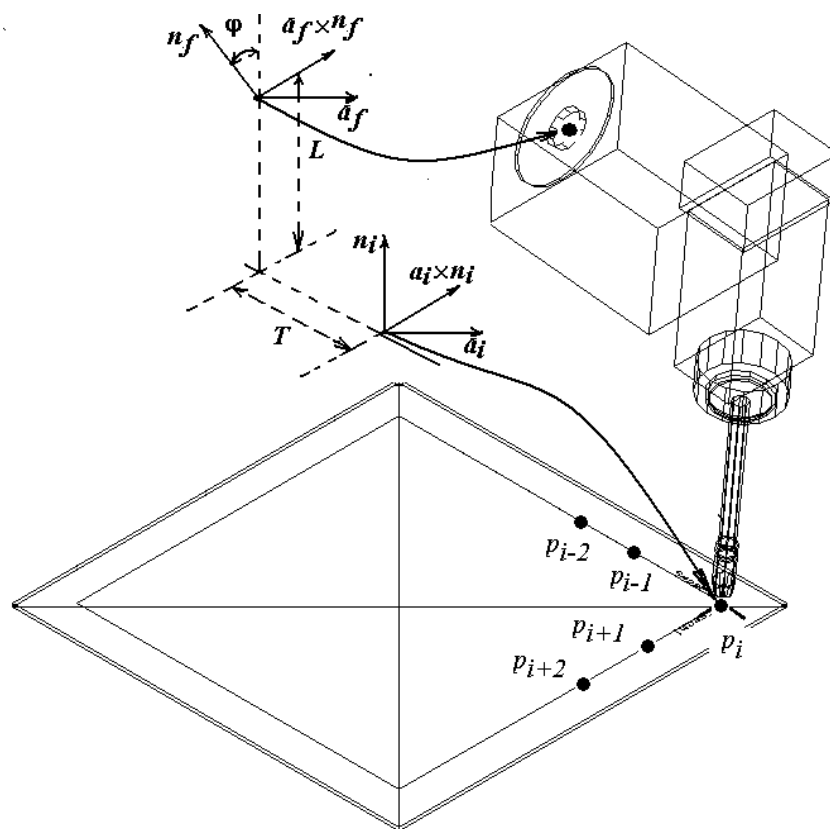


Рис. 1. Параметры и системы координат технологического инструмента

Аналогичным образом ориентация фланца манипулятора может быть определена тремя единичными векторами $a_f, a_f \times n_f, n_f$. Относительно этих векторов задаются следующие геометрические характеристики технологического инструмента: T – сдвиг рабочей

точки инструмента относительно фланца робота; L – сдвиг рабочей точки в направлении вектора вращения n_i ; ϕ – угол, на который повернут фланец вокруг вектора a_f . Тогда матрица преобразования технологического инструмента может быть задана в виде

$${}^f L_p = \begin{bmatrix} -\cos(\varphi) & -\sin(\varphi) & 0 & -L \cos(\varphi) \\ \sin(\varphi) & -\cos(\varphi) & 0 & L \sin(\varphi) \\ 0 & 0 & 1 & T \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Ориентация и смещение базы робота-манипулятора относительно начала мировой координатной системы (рис. 2) могут быть описаны следующей матрицей преобразования: ${}^0 L_b(x_k)$, где x_k – вектор, описывающий сдвиг базы манипулятора относительно начала миро-

вой координатной системы; $k = 1 \dots K$ – номер позиции робота-манипулятора.

Учитывая выражения (1)–(3), задача перемещения технологического инструмента вдоль заданной траектории может быть формализована в виде следующего уравнения:

$$R(a_i, \alpha_j) R(a_i \times n_i, \beta_j) R(n_i, \alpha_j) H_i = {}^0 L_b(x_k) {}^b L_f(q_{i,j}^k) {}^f L_p, \quad (4)$$

где ${}^b L_f(q_{i,j}^k)$ – матрица преобразования манипулятора; $q_{i,j}^k \in R^d$ – вектор углов в сочленениях манипулятора; d – количество степеней свободы манипулятора.

Векторы углов в сочленениях $q_{i,j}^k$ можно определить для каждой комбинации допустимых значений углов ориентации технологического инструмента $\alpha_j, \beta_j, \gamma_j$ и вектора сдвига манипулятора x_k из уравнения (4) с использованием известных подходов к решению обратной кинематической задачи [5–7]. Причем для каждой из d конфигураций робота-манипулятора и вектора сдвига x_k может быть определено $3 \cdot M \cdot K$ допустимых векторов $q_{i,j}^k$, обеспечивающих перемещение технологического инструмента по заданной траектории. Значения координат векторов $q_{i,j}^k$ ограничены кинематическими параметрами робота-манипулятора и близостью звеньев и технологического инструмента к препятствиям. Подобные ограниче-

ния можно задать в общем виде

$$\Omega_{kin}(q_{i,j}^k, \mu) = 0; \quad \Omega_{col}(q_{i,j}^k, \mu) = 0, \quad (5)$$

где $\Omega_{kin}, \Omega_{col}$ – функции, равные нулю, если соответствующие ограничения не нарушаются.

Функции (5) определяются для конкретной роботизированной ячейки с учетом кинематических параметров и ограничений конкретного робота-манипулятора, а также с учетом геометрических характеристик его окружения (препятствий).

Для оценки качества движения робота-манипулятора, размещенного со сдвигом базы x_k , применен критерий объема движений его звеньев

$$J_n = \sum_{j=1}^N |q_{n,i,j}^k - q_{n,i-1,l}^k|, \quad (6)$$

где $n = 1 \dots d$.

Тогда последовательность движений робота-манипулятора при перемещении технологического инструмента вдоль заданной траектории определяет-

ся минимизацией следующего критерия:

$$\min_{\alpha_j, \beta_j, \gamma_j} \sum_{n=1}^d w_n J_n, \quad (7)$$

где w_n – весовые коэффициенты.

Критерий поиска оптимального размещения робота-манипулятора в автоматизированной ячейке может быть представлен в виде

$$J_{opt} = \min_{\alpha_j, \beta_j, \gamma_j} \sum_{n=1}^d w_n J_n \rightarrow \min_{x_k}. \quad (8)$$

С учетом того, что в процессе движения технологического инструмента по заданной траектории размещение базы манипулятора не изменяется, имеется возможность разбить процедуру

оптимизации на два этапа. Первый этап предполагает разбиение области значений векторов x_k с некоторым шагом дискретизации, причем для каждого значения смещения базы ищется последовательность движений робота-манипулятора, на которой достигает минимума критерий (7). При этом учитываются ограничения (4), (5) при различных значениях индикаторов конфигурации робота. На втором этапе выбирается такое смещение манипулятора x_k , которому соответствует минимальная величина критерия (8). Поиск минимального значения критерия (7) может быть выполнен известными методами, например, на основе представления конфигурационного пространства робота в виде направленного графа, предложенного и исследованного в [8–10].

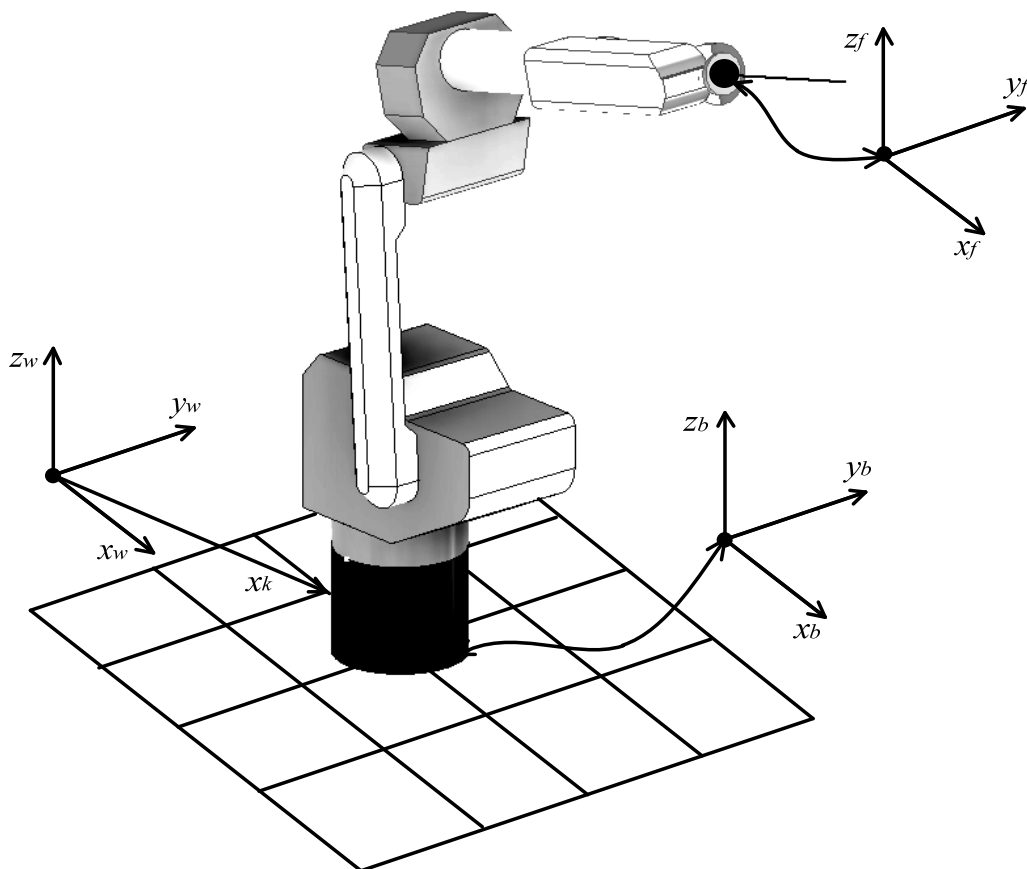


Рис. 2. Используемые системы координат манипулятора

Исследование предложенной методики на модельном примере

Для тестирования и исследования применимости предложенной методики оптимального размещения роботоманипуляторов в условиях систем автоматизированного проектирования использована трехмерная модель манипулятора Fanuc 710iC/50. Подобные манипуляторы широко применяются в роботизированном производстве для задач сварки, лазерной резки и перемещения. Наличие трех переносных и трех ориентирующих степеней свободы позволяет эффективно перемещать технологический инструмент по заданным траекториям различной формы. В рассмотренном примере использовалась траектория, заданная в виде прямоугольника с

двумя диагоналями, показанная ранее на рис. 1. При моделировании использовался специализированный программный модуль для системы автоматизированного проектирования в Autodesk Inventor, при этом кисть робоманипулятора обеспечивала ориентирование технологического инструмента. Дискретизация заданной траектории выполнена с параметром $N = 50$.

Каждое из найденных в ходе моделирования положений базы робоманипулятора предложенное программное обеспечение отмечает цилиндром (рис. 3), высота которого соответствует величине критерия объема движений (7). Наиболее низкие цилиндры соответствуют минимальному значению критерия (7).

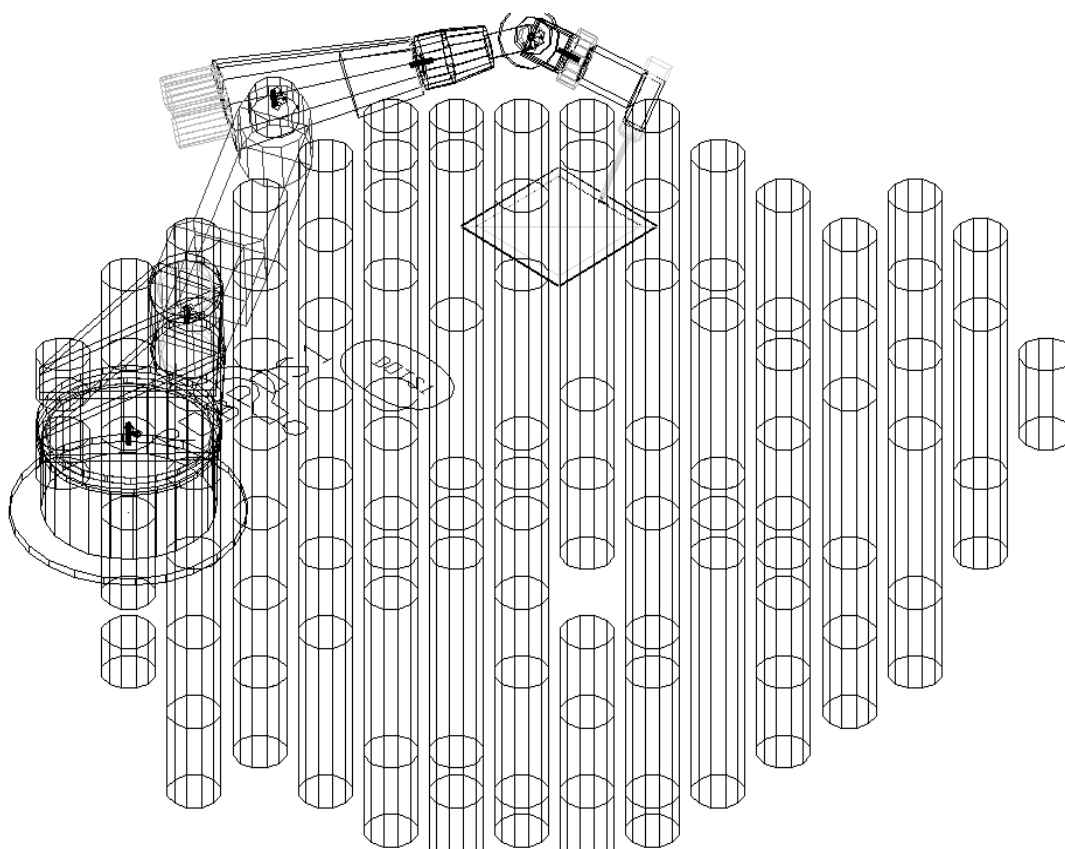


Рис. 3. Трехмерная модель робота-манипулятор Fanuc при обходе прямоугольной траектории

В ходе моделирования установлено, что для данной компоновки автоматизированной ячейки допустимыми являются только две конфигурации манипулятора («Инструмент вверх» – $\mu = 1$ и «Инструмент вниз» – $\mu = -1$). При остальных конфигурациях заданная

траектория недоступна вследствие кинематических ограничений манипулятора. На рис. 4 показана результирующая компоновка компактной автоматизированной ячейки с позиционированием технологического инструмента на заданную траекторию.

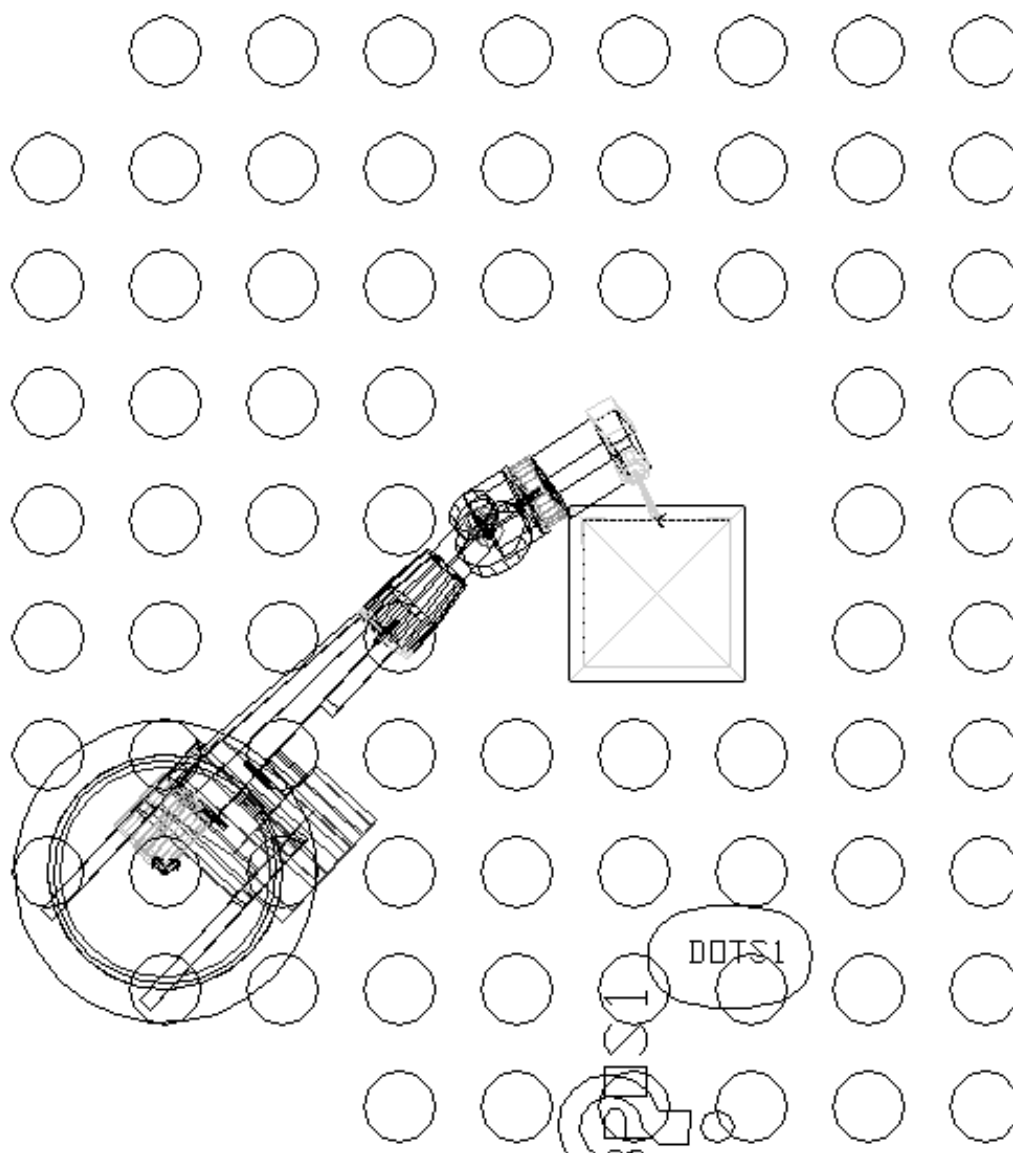


Рис. 4. Результирующая компоновка автоматизированной ячейки

Проведенное исследование предложенной методики показало, что для всех допустимых конфигураций μ обеспечивается определение оптимального размещения робота-манипулятора за

приемлемое в условиях систем автоматизированного проектирования время. Например, при шаге дискретизации пространства поиска, равном 0,1 м, и заданной траектории из 100 точек

позиционирования время моделирования составило около 6 мин на персональном компьютере среднего ценового уровня. При этом сокращение времени вычислений может быть достигнуто путем поэтапного снижения размера шага дискретизации пространства поиска, поскольку полученная область решений имеет близкие зна-

чения объема движений.

Исследование зависимости критерия объема движений (7) от значений весовых коэффициентов показало наибольшую зависимость от них для первого и третьего сочленений робота-манипулятора (рис. 5).

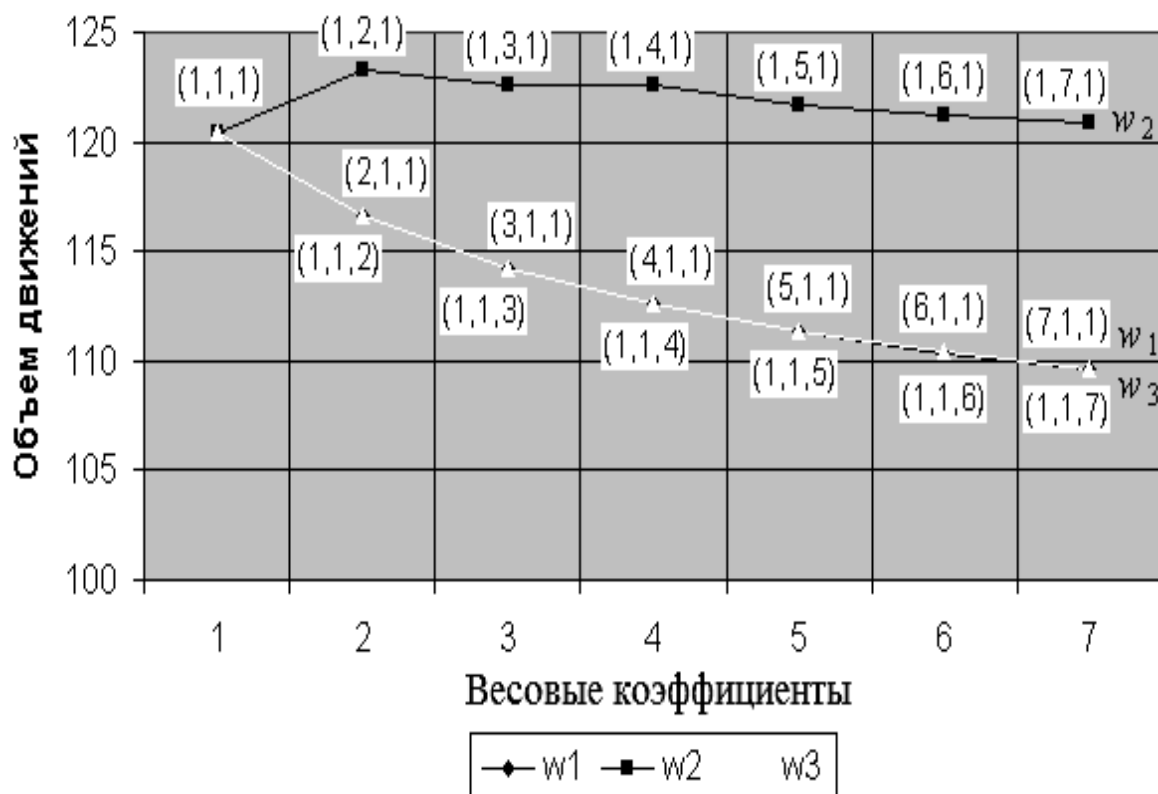


Рис. 5. Зависимость критерия качества (7) от значений весовых коэффициентов

Например, изменение коэффициента w_1 от значения 1 до значения 2 снижает величину критерия качества на 3,2 %, тогда как изменение этого же коэффициента от значения 6 до значения 7 приводит к незначительному снижению критерия качества (0,62 %). Таким образом, наибольшие значения весовых коэффициентов рационально устанавливать для первого и третьего сочленений робота-манипулятора.

Для того чтобы оценить эффек-

тивность применения предложенной методики размещения робота-манипулятора Fanuc 710iC/50 относительно заданной прямоугольной траектории, проведено сравнение суммарного объема движений звеньев для типовой компоновки автоматизированной ячейки и улучшенной компоновки, приведенной на рис. 4. Сравнение показало, что применение улучшенного по предложенной методике решения позволяет снизить объемы движения робота-манипулятора

в среднем на 20 % в сравнении с компоновкой, полученной традиционными методами систем автоматизированного проектирования.

Таким образом, проведенные исследования показали, что разработанная методика оптимального размещения может достаточно эффективно использоваться в автоматизированном проектировании компактных роботизированных ячеек для различных технологических процессов.

Выводы

Была предложена новая методика оптимального размещения роботов-манипуляторов, которая может достаточно эффективно использоваться в задачах автоматизированного проектирования роботизированных ячеек для различных технологических процессов.

Разработанная методика позволяет эффективно учесть геометрические и кинематические ограничения, возникающие при перемещении технологического инструмента по заданной траектории, и обеспечивает определение оптимального размещения робота относительно окружения по критерию объема движений звеньев.

Выполнено тестирование и исследование применимости предложенной методики оптимального размещения роботов-манипуляторов в условиях систем автоматизированного проектирования. Проведенное исследование показало, что разработанная методика оптимального размещения робота-манипулятора в ячейке применима для задач автоматизированного проектирования различных технологических процессов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Moslemipour, G.** A review of intelligent approaches for designing dynamic and robust layouts in flexible manufacturing systems / G. Moslemipour, T. Lee, D. Rilling // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2012. – Vol. 60 (1). – P. 11–27.
2. **Moharana, B.** Optimization and Design of a Laser-Cutting Machine using Delta Robot / B. Moharana, R. Gupta, B. Kushawaha // *International Journal of Engineering Trends and Technology*. – 2014. – Vol. 10 (4). – P. 176–179.
3. **Geiger, M.** Integration of Laser Material Processing into the Computer-Aided Product and Process Development / M. Geiger, A. Kach // *Proceedings of the 3rd International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering*. – 2000. – P. 69.
4. **Dolgui, A.** Manipulator motion planning for high speed robotic laser cutting / A. Dolgui, A. Pashkevich // *International Journal of Production Research*. – 2009. – Vol. 47 (20). – P. 5691–5715.
5. **Qiao, S.** Inverse kinematic analysis of the general 6R serial manipulators based on double quaternions / S. Qiao, Q. Liao, S. Wei, H. J. Su // *Mechanism and Machine Theory*. – 2010. – Vol. 45 (2). – P. 193–199.
6. Комбинированный метод синтеза траекторий сборочно-сварочных роботов-манипуляторов в рабочей среде с препятствиями / М. М. Кожевников [и др.] // *Доклады БГУИР*. – 2016. – № 1 (95). – С. 12–18.
7. Методы и алгоритмы генерации программных траекторий роботов-манипуляторов в процессе дуговой сварки / М. М. Кожевников [и др.] // *Доклады БГУИР*. – 2019. – № 1 (119). – С. 19–25.
8. Методы и алгоритмы планирования траекторий роботов-манипуляторов для лазерной резки / М. М. Кожевников [и др.] // *Вестн. Белорус.-Рос. ун-та*. – 2019. – № 2. – С. 4–13.
9. Оптимизация траекторий промышленных роботов-манипуляторов для лазерной резки / М. М. Кожевников [и др.] // *Вестн. Белорус.-Рос. ун-та*. – 2020. – № 2 (67). – P. 21–30.
10. Методика оптимизации положения робота-манипулятора в технологическом процессе лазерной резки / М. М. Кожевников [и др.] // *Доклады БГУИР*. – 2021. – № 19 (3). – С. 49–57.

Статья сдана в редакцию 30 июня 2022 года

Михаил Михайлович Кожевников, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий. E-mail: kmmk@mail.ru.

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: VShemenrjv@yandex.ru.

Марина Николаевна Миронова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: marinamn16@mail.ru.

Игорь Эдуардович Илюшин, канд. техн. наук, Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий. E-mail: iliue@yandex.by.

Mikhail Mikhailovich Kozhevnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Food and Chemical Technologies. E-mail: kmmk@mail.ru.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarussian-Russian University. E-mail: VShemenrjv@yandex.ru.

Marina Nikolaevna Mironova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarussian-Russian University. E-mail: marinamn16@mail.ru.

Igor Eduardovich Iliushin, PhD (Engineering), Belarusian State University of Food and Chemical Technologies. E-mail: iliue@yandex.by.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_52

УДК 621.876:621.9

Т. В. Лапцевич, А. В. Куценоленко, М. Э. Подымако, М. В. Соболев

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛИ КАК ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ФАКТОР ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ И СЕБЕСТОИМОСТИ ЕЕ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ДЕТАЛЕЙ ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ ЛИФТА, ПОЛУЧАЕМЫХ ЛАЗЕРНОЙ РЕЗКОЙ ВМЕСТО ИХ ОТЛИВКИ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ

T. V. Laptsevich, A. V. Kutsepolenko, M. E. Podymako, M. V. Sobolev

PART DESIGN AS A DETERMINING FACTOR OF ITS MANUFACTURABILITY AND PRODUCTION COST EXEMPLIFIED BY ELEVATOR SPEED LIMITER COMPONENTS PRODUCED BY LASER CUTTING INSTEAD OF CASTING WITH SUBSEQUENT MACHINING

Аннотация

В статье рассмотрено решение прикладной задачи: снижение себестоимости узла безопасности лифта. Предложено использование лазерной выкройки вместо механической обработки литых заготовок как наиболее трудоемких элементов ограничителя скорости лифта. Испытания опытного образца ограничителя скорости подтвердили выполнение деталями и самим ограничителем скорости их основного функционального назначения. Указано на значимость высокой профессиональной подготовки конструкторских кадров и комплексный подход в принятии рационального конструкторского решения при обязательном условии максимального взаимодействия производственных служб предприятия с целью получения изделия с минимально возможными затратами на его изготовление.

Ключевые слова:

ограничитель скорости лифта, рациональный выбор заготовок, трудоемкость и себестоимость изготовления детали, экономическая целесообразность, функционально-стоимостной анализ, получение заготовок деталей методом резания листового материала, лазерная резка.

Для цитирования:

Выбор конструкции детали как определяющий фактор технологичности и себестоимости ее изготовления на примере деталей ограничителя скорости лифта, получаемых лазерной резкой вместо их отливки с последующей механической обработкой / Т. В. Лапцевич, А. В. Куценоленко, М. Э. Подымако, М. В. Соболев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 52–59.

Abstract

The article deals with the solution of an applied problem – reducing production cost of an elevator safety unit. The use of laser cutting instead of machining cast blanks to manufacture the most labor-intensive elements of the elevator speed limiter was proposed and implemented. Tests of a prototype speed limiter confirmed that both the elements and the speed limiter itself fulfill their main functional purpose. The importance of highly professional training of design personnel is indicated, as well as the significance of an integrated approach to making a rational design decision with the obligatory maximum interaction between production units of the enterprise in order to manufacture a product with the lowest possible manufacturing costs.

Keywords:

elevator speed limiter, rational choice of blanks, labor intensity and cost of part manufacturing, economic feasibility, functional cost analysis, producing parts by cutting sheet material, laser cutting.

For citation:

Part design as a determining factor of its manufacturability and production cost exemplified by elevator speed limiter components produced by laser cutting instead of casting with subsequent machining / T. V. Laptsevich, A. V. Kutsepoleiko, M. E. Podymako, M. V. Sobolev // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 52–59.

Введение

Современная промышленность располагает большим количеством способов изготовления заготовок [1, 2], обеспечивающих получение детали с заданными конструктором эксплуатационными характеристиками, соответствующими ее функциональному назначению.

Как правило, метод изготовления детали выбирается технологом в зависимости от имеющегося на предприятии оборудования и того, каких параметров необходимо достичь для получения требуемых эксплуатационных характеристик. Основными параметрами являются точность выполнения размеров детали, ее однородность и равнопрочность, а также качество рабочих поверхностей.

Рационально выбранная заготовка детали позволяет обеспечить требуемое (необходимое) качество детали, а также уменьшить припуски (минимизировать) на ее последующую механическую обработку или вообще ее исключить, что дает возможность снизить трудоемкость и в конечном счете себестоимость изготовления детали. Однако технолог действует в рамках имеющегося конструктивного решения, которое ограничивает его возможности.

Существенное повышение технологичности детали становится возможным при изменении конструкции детали с обеспечением выполнения ее функционального назначения, что невозможно без взаимодействия конструктора и технолога. Также при решении задачи должны быть задействованы и экономические службы предприятия для обоснования выбранного метода с экономической точки зрения среди нескольких альтернативных вариантов. То есть принятие решения по

конструкции изделия должно происходить при условии максимального взаимодействия производственных служб предприятия с целью получения изделия с минимально возможными затратами на его изготовление.

Основная часть

В рассматриваемом случае объектом взаимодействия инженерно-технических служб предприятия при выполнении задачи по снижению затрат на изготовление и в конечном счете себестоимости изделия является серийно изготавливаемый на ОАО «Могилевлифтмаш» узел безопасности – ограничитель скорости кабины лифта маятникового типа [3].

Ограничитель скорости лифта представляет собой узел безопасности [4], который должен обладать безусловной надежностью и соответствовать требованиям технического регламента Таможенного союза ТР ТС 011/2011 и ГОСТ 33984.1–2016 (EN 81–20:2014).

Ограничитель скорости, приводящий в действие ловители, должен срабатывать при превышении номинальной скорости движения лифта. Скорость срабатывания ограничителя скорости должна находиться в следующих диапазонах:

а) для ловителей мгновенного действия и ловителей плавного торможения при номинальной скорости не более 0,63 м/с – от $1,15v$ до 0,8 м/с;

б) для ловителей плавного торможения при номинальной скорости не более 1,0 м/с – от $1,15v$ до 1,5 м/с;

в) для ловителей плавного торможения при номинальных скоростях более 1,0 м/с – от $1,15v$ до $1,25v + \frac{0,25}{v}$ м/с, где v – номинальная ско-

рость кабины, м/с.

Следует отметить, что с целью обеспечения высокого технико-экономического уровня создаваемой продукции необходимо уже на стадии разработки конструкции проводить функционально-стоимостной анализ [5] изделия. Целью такого анализа в данном случае явилось выявление путей снижения материальных и трудовых затрат за счет совершенствования конструкции, технологии, организации производства при обеспечении функционального назначения изделия.

Проведенный анализ конструкции ограничителя скорости показал, что деталями с наибольшей себестоимостью и трудоемкостью (рис. 1), составляющими в своей совокупности наибольший удельный вес в стоимости изделия, являются кулачок (1) и коромысло (2), взаимодействие которых определяет принцип работы ограничителя скорости. Конструкции кулачка и коромысла, отраженные в конструкторской документации, определяют литье в качестве классического решения получения их заготовок. При этом суммарная трудоемкость изготовления литых кулачка и коромысла составляет около 35 % трудоемкости изготовления всего ограничителя скорости.

Выбор литья как способа получения таких деталей, как кулачок (1) и коромысло (2), обусловлен главным образом серийностью выпуска этих деталей. Применение литых заготовок, максимально приближенных по форме и геометрическим размерам к готовой детали, позволяет повысить коэффициент использования материала. Кроме того, так как в конструкции имеются полости сложной формы, а также выступы и впадины на боковых наружных и внутренних поверхностях детали, то использование литья представлялось единственно возможным решением.

Однако это требует, помимо токарного оборудования, оснащения про-

изводства дополнительно литейным оборудованием, узкоспециализированным персоналом, а также обеспечения выполнения требований по охране труда и окружающей среды. При этом процесс литья характеризуется несплошностью тела отливки [6]. В результате даже годные отливки имеют дефекты литейного происхождения (трещины, усадочные раковины, рыхлоты, вспики и т. д.), приводящие к снижению прочностных характеристик деталей. В связи с этим для контроля качества детали, помимо стандартных методов контроля (визуального, измерительного), требуется применение специализированных неразрушающих методов контроля. Увеличение припусков на механическую обработку с целью снятия дефектного слоя и снижения за счет этого уровня брака приводит к дополнительному повышению трудоемкости.

Использование точных способов литья снижает расход материала на изготовление детали и затраты на последующую механическую обработку деталей. Однако эти способы и требуемое оборудование изначально более дорогостоящие.

Кроме того, согласно ТКП 496–2013 (02260), процесс литья сопровождается технологически неизбежным отходом (ТНО).

Штамповое производство характеризуется дорогостоящей оснасткой и оборудованием, при этом не обладает достаточной гибкостью при изменении конфигурации детали и имеет ограниченное применение по толщине используемой заготовки. Кроме того, штамповое производство требует дополнительных издержек на охрану труда, связанных с повышенным шумом и вибрацией.

Одним из альтернативных способов получения заготовок деталей является метод лазерной резки проката (листового материала) [7], который позволяет получать детали сложного контура.

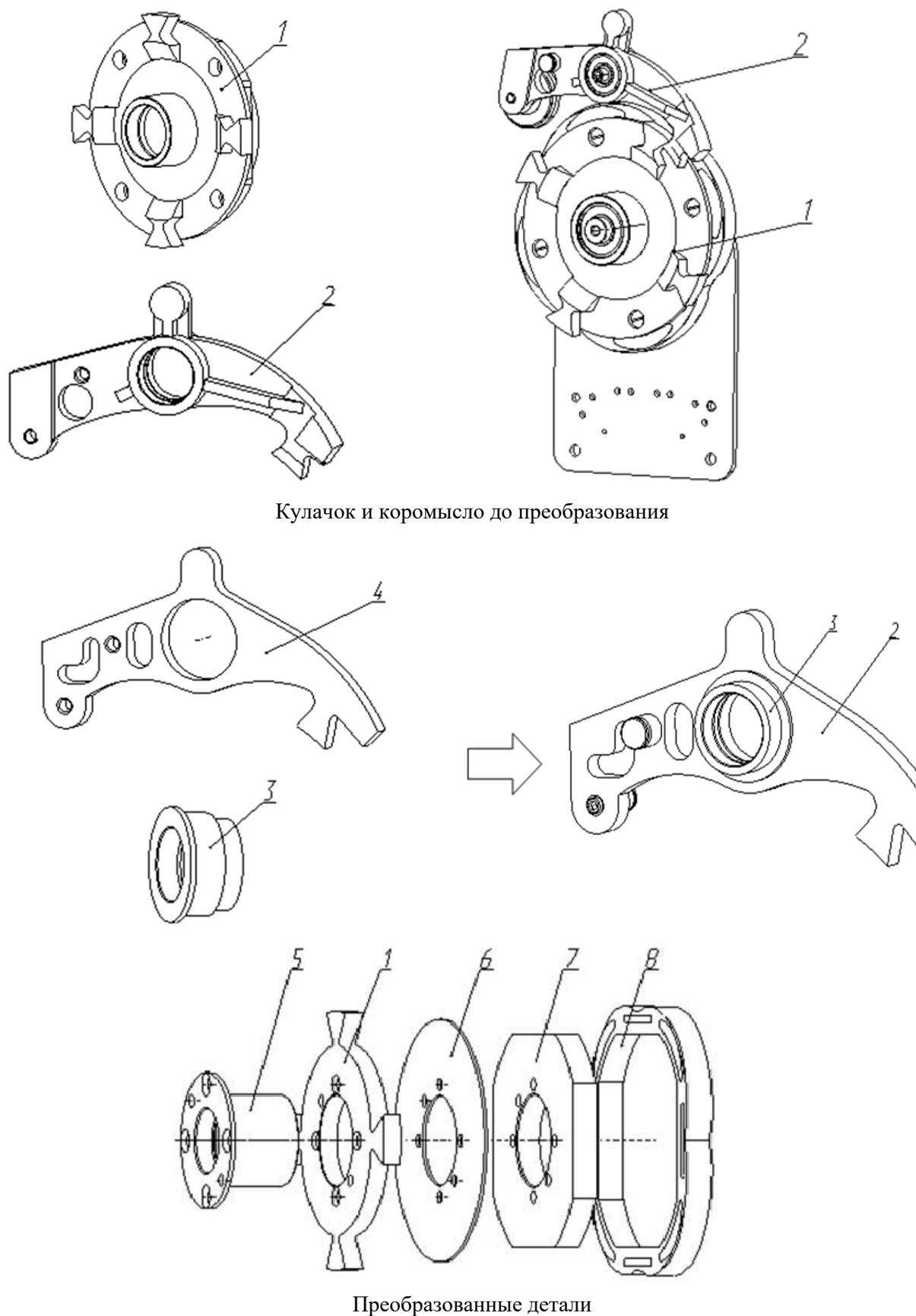


Рис. 1. Основные узлы ограничителя скорости: 1 – кулачок; 2 – коромысло; 3 – втулка; 4 – рычаг; 5 – стакан; 6 – диск; 7 – вставка; 8 – кулачковая шайба

Однородность структуры и отсутствие пор в готовых деталях обеспечивается свойствами листового материала, получаемого прокатом. При этом, несмотря на то, что точность размеров полученной детали и качество ее поверхностей при данном способе ниже, чем при финишной механической обработке, они на несколько квалитетов превышают точность и качество, получаемые при литье, и соответствуют черновой обработке, что позволяет сократить или даже полностью устранить механическую обработку. Также данный способ получения заготовок обладает гибкостью переналадки и не требует подготовки производства. В результате трудоемкость и себестоимость изготовления деталей данным способом в разы ниже, чем при литье деталей.

Следует отметить, что компетенция инженера-конструктора заключается в умении видеть в изделии не только комплекс технических решений, но и связь каждого решения с ценностью (стоимостью его реализации) как для производства, так и для потребителя. Классические знания конструктора в совокупности с некой интуицией и опытом, а также при непосредственном тесном взаимодействии с технологическими и экономическими службами предприятия в процессе функционально-стоимостного анализа ограничителя скорости позволили выбрать наиболее оптимальную схему решения среди нескольких альтернативных вариантов.

Было предложено преобразовать кулачок и коромысло в сборочные единицы, состоящие из деталей простой формы, изготовление которых возможно на станках с лазерным раскроем. Механическая обработка заготовок, получаемых лазерной резкой, назначена только для особо ответственных поверхностей и исключена на всех остальных поверхностях.

При этом главным требованием является то, что, несмотря на изменение конструкций этих двух ключевых

элементов (кулачка в сборе и коромысла) ограничителя скорости, должно быть обеспечено выполнение им основной функции. То есть должна быть обеспечена возможность настройки ограничителя на необходимую скорость срабатывания, которая определяется амплитудой качания коромысла, обкатывающегося по вращающемуся кулачку. Поэтому нужно учитывать, что при изменении массы коромысла, его центра масс и момента инерции будет изменяться скорость срабатывания ограничителя скорости.

На первом этапе в рамках поставленной задачи с применением методов 3D-моделирования и необходимых расчетов (по массе и моменту инерции) был разработан и изготовлен опытный образец ограничителя скорости новой конструкции для номинальной скорости движения кабины лифта 1 м/с.

Новая конструкция коромысла (см. рис. 1) представляет собой сборочный узел, состоящий из точеной втулки 3 и рычага 4, полученного с помощью лазерной резки листового проката. В этом случае есть необходимость только в чистовой обработке посадочных поверхностей под подшипники во втулке 3, а механической обработки рычага 4 почти не требуется.

Это решение было применено и в отношении литого кулачка 1, новая конструкция которого также представляет собой сборочный узел, состоящий из точеного стакана и деталей, получаемых лазерной резкой листового металла (рис. 2).

Расчет экономическими службами предприятия затрат на изготовление опытных образцов коромысла и кулачка новых конструкций показал, что замена операции литья на лазерную резку позволила снизить трудоемкость изготовления коромысла почти в 3 раза, кулачка – почти в 5 раз, себестоимость коромысла – на 20 %, кулачка – на 30 %.

Проверка выполнения ограничителем скорости основной функции бы-

ла выполнена при испытании его опытного образца с деталями новой сборочной конструкции на скорость срабатывания в цеху-изготовителе серийных ограничителей скорости на специализированном аттестованном стенде. Фактическая скорость срабатывания

ограничителя скорости, полученная в ходе испытаний, находилась в диапазоне 1,2...1,4 м/с, что соответствует требованиям ГОСТ 33984.1–2016 для номинальной скорости движения кабины лифта 1,0 м/с.

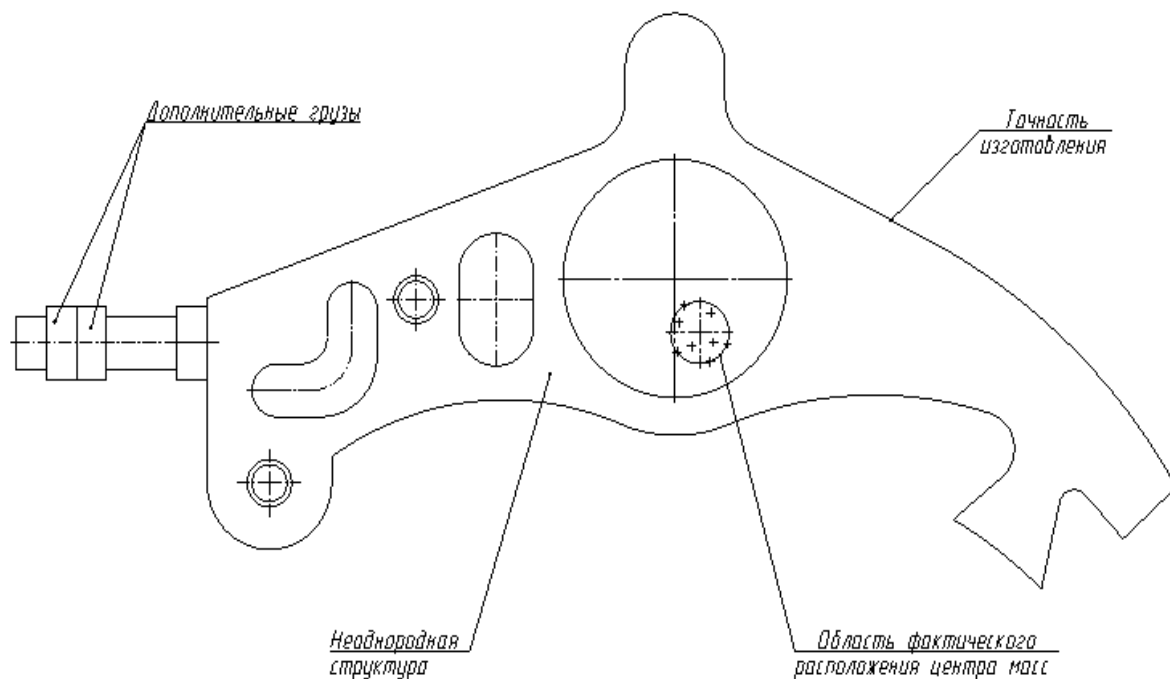


Рис. 2. Схема отклонения расположения фактического положения центра масс коромысла от теоретического

На следующем этапе была поставлена задача: на базе имеющегося опытного образца и оправдавшей себя конструктивной схемы получить ограничитель скорости для номинальных скоростей движения кабины лифта 0,63; 0,71 и 1,6 м/с. Это значит, что согласно [4] скорость срабатывания ограничителя скорости должна находиться в диапазонах 0,73...0,8; 0,82...1,1 и 1,84...2,16 м/с соответственно. Настройка скорости срабатывания ограничителя скорости производилась регулировкой усилия, с которым пружина, закрепленная на корпусе ограничителя скорости, воздействует на коромысло.

Решение, реализованное в новой

конструкции коромысла, также позволило уменьшить количество дополнительных грузов, навешиваемых на литое коромысло при настройке скорости срабатывания ограничителя скорости для корректировки положения центра масс коромысла. Необходимость такой корректировки обусловлена многими факторами, связанными с точностью изготовления коромысла, основным из которых является неоднородность его структуры, присущая литым деталям. Поэтому, несмотря на высокую точность размеров, получаемую после механической обработки литого коромысла, отклонение фактического расположения центра имеет непредсказуе-

мый характер.

В результате расчётов экономическими службами предприятия установлено, что прогнозируемый экономический эффект выпускаемых изделий может составить до 15 % стоимости всего изделия (ограничителя скорости). Величина экономического эффекта может варьироваться в зависимости от цен на материалы и комплектующие, а также от имеющихся на предприятии расценок по технологическим операциям.

На основании проведенных испытаний опытного образца и расчета его экономической эффективности принято решение о постановке на производство данной модификации ограничителя скорости.

Заключение

В заключение следует отметить, что в связи с динамично развивающейся производственно-технологической базой и возникновением современных прогрессивных технологических способов обработки металла возникает необходимость актуализировать выбор технологических процессов получения деталей и узлов, основанных на классических способах обработки. При этом необходимо учитывать конкретные технологические возможности каждого предприятия.

Такой подход продемонстрирован в статье на конкретном примере изготовления наиболее трудоемких элементов ограничителя скорости лифта лазерной резкой вместо классической технологии их изготовления, использующей механическую обработку литых заготовок. При этом выбор способа изготовления должен решать задачу снижения затрат только при условии обязательного выполнения узлом возлагаемых на него функций.

Следует еще раз подчеркнуть, что кардинальное снижение трудоемкости и себестоимости изготовления детали можно получить исключительно рациональными конструктивными решениями на стадии ее проектирования при обязательном условии взаимодействия конструктора с технологическими и экономическими службами предприятия.

Применение подхода на стадии проектирования деталей и выбора их заготовок при конструировании любых узлов и изделий в конечном счете позволяет снизить сроки подготовки производства, сократить процесс освоения и выпуска новой продукции, снизить трудоемкость и себестоимость изготовления, что, в свою очередь, повышает конкурентоспособность не только выпускаемой продукции, но и самого предприятия.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Выбор и способы изготовления заготовок для деталей машиностроения: учебник для студентов машиностроительных специальностей / Е. П. Круглов [и др.]. – Казань: КНИТУ-КАИ, 2015.
2. **Дмитриев, В. А.** Проектирование заготовок в машиностроении: учебное пособие / В. А. Дмитриев. – Самара: СамГТУ, 2014.
3. Лифты: учебник для вузов / Под общ. ред. Д. П. Волкова. – Москва: АСВ, 1999.
4. **ГОСТ 33984.1–2016 (EN 81-20:2014).** Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов. – Введ. 01.11.2018. – Москва: Стандаринформ, 2017.
5. **Моисеева, Н. К.** Функционально-стоимостной анализ в машиностроении / Н. К. Моисеева. – Москва: Машиностроение, 1987.
6. **ТКП 496–2013 (02260).** Системы менеджмента качества. Управление несоответствующей продукцией литья. – Минск : М-во промышленности Респ. Беларусь, 2013.
7. **Попелюх, А. И.** Перспективные способы обработки материалов: учебное пособие / А. И. Попелюх, А. Г. Тюрин, Н. В. Плотникова. – Оренбург: Оренбургский гос. ун-т, 2014.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Татьяна Викторовна Лапцевич, инженер-конструктор ОНП НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». E-mail: onp@liftmach.by.

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

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

Максим Валерьевич Соболев, директор НТЦ, ОАО «Могилевлифтмаш». E-mail: sobolevmv@liftmach.by.

Tatiana Viktorovna Laptsevich, design engineer of STC Non-Core Production Department, JSC Mogilevliftmash. E-mail: onp@liftmach.by.

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

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

Maksim Valeryevich Sobolev, STC Director, JSC Mogilevliftmash. E-mail: sobolevmv@liftmach.by.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_60

УДК 621.822.6

Б. М. Моргалик, А. П. Прудников, Д. М. Ковалев

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

B. M. Morgalik, A. P. Prudnikov, D. M. Kovalev

VIBROACOUSTIC MONITORING OF THE CONDITION OF ROLLER BEARING ELEMENTS

Аннотация

Статья посвящена вопросу изучения и разработки методов контроля технического состояния элементов подшипников качения и прогнозирования работоспособности подшипников качения без их демонтажа. Приведены характеристики разработанного стенда для виброакустической диагностики подшипников качения и полученные виброакустические параметры диагностируемого подшипника. Даны рекомендации по разработке встраиваемой системы мониторинга состояния подшипников качения колесно-моторных блоков подвижного состава железнодорожного транспорта.

Ключевые слова:

вибрация, подшипник, дефект, диагностика.

Для цитирования:

Моргалик, Б. М. Виброакустический контроль состояния элементов подшипников качения / Б. М. Моргалик, А. П. Прудников, Д. М. Ковалев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 60–68.

Abstract

The article deals with the study and development of methods for monitoring the technical condition of elements of roller bearings and predicting the performance of roller bearings without dismantling them. Characteristics of the stand developed for vibroacoustic diagnostics of roller bearings are given, as well as vibroacoustic parameters of the bearing diagnosed. Recommendations are presented for the development of an embedded system to monitor the condition of roller bearings in wheel-motor blocks of the railway rolling stock.

Keywords:

vibration, bearing, defect, diagnostics.

For citation:

Morgalik, B. M. Vibroacoustic monitoring of the condition of roller bearing elements / B. M. Morgalik, A. P. Prudnikov, D. M. Kovalev // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 60–68.

В настоящее время вопросу виброакустической диагностики элементов редукторов, мультипликаторов уделяется достаточно много внимания, особенно в контексте эксплуатации подшипников качения, являющихся основным компонентом, обеспечивающим вращение валов, передающих крутящий момент в технологическом оборудовании.

Подшипники качения являются одними из наиболее распространенных компонентов конструкции упомянутых механизмов и одновременно наиболее уязвимыми элементами, которые во многом определяют работоспособность и отказоустойчивость оборудования [1].

Особенностью снижения работоспособности и появления дефектов

подшипников качения, заклинивания, разрушения наружных и внутренних колец, элементов качения и сепараторов является то, что подобные явления могут происходить как внезапно, трактуясь как «внезапный отказ», так и постепенно – «постепенный отказ», сопровождаясь явными, визуальными диагностическими признаками в виде разрушения колец сепараторов, бриннелирования, разрушения элементов качения, возникновения трещин наружных и внутренних колец [2].

На рис. 1 визуально наблюдается разрушение элементов, фиксирующих сепаратор. Подобные дефекты являются следствием неверно подобранных режимов эксплуатации, ошибок демонтажа и монтажа, чрезмерных нагрузок на

наружное кольцо подшипника. Как правило, диагностика и, как следствие, выявление дефектов в настоящее время осуществляются без демонтажа исследуемого объекта с применением методов виброакустической диагностики. Методы виброакустической диагностики и мониторинга на основе анализа составляющих виброперемещений, виброскорости, виброускорений и их узкополосного спектра позволяют получить вполне устойчивые и достоверные результаты [3]. Однако следует отметить, что каждый конкретный дефект подлежит отдельному анализу, исследованию и выявлению. Подобным образом решается и вопрос с состоянием сепаратора подшипника качения.

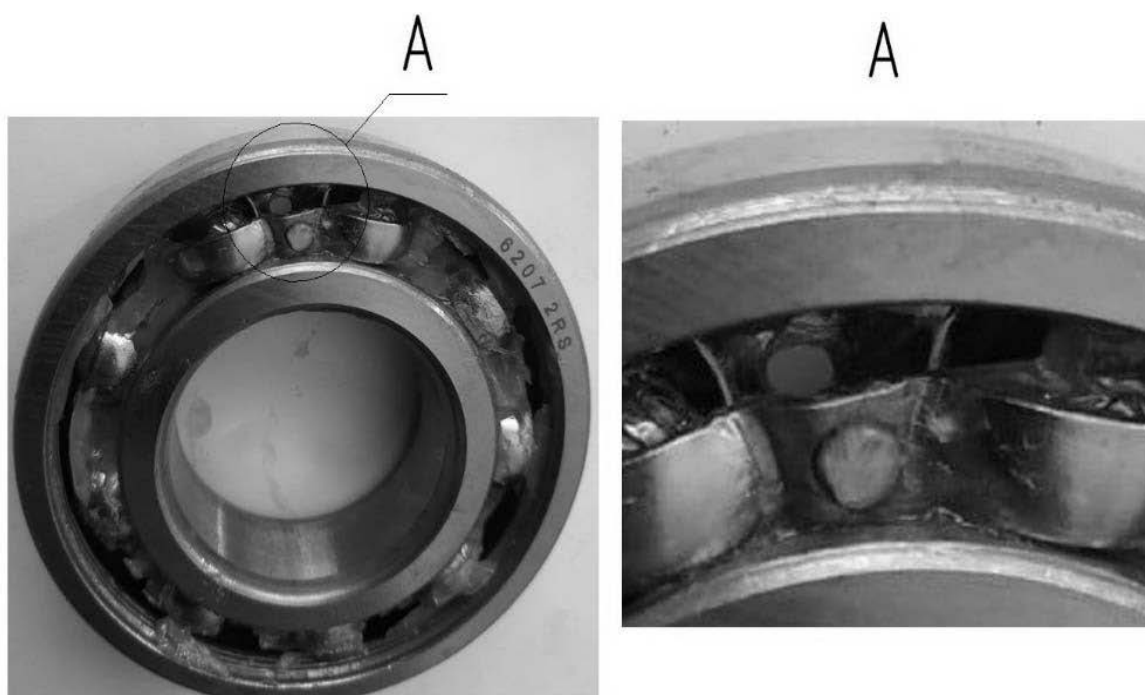


Рис. 1. Разрушение сепаратора шарикового радиального подшипника

Для этих целей был спроектирован и создан исследовательский стенд виброакустической диагностики, представленный на рис. 2.

В качестве объекта для исследований был выбран двухступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор с

передаточным отношением 20,8. Диагностировались опоры ведомого вала – подшипники 207.

Следует отметить, что станина для крепления всех элементов является жесткой конструкцией, верхняя часть которой представляет собой металличе-

ские рельсы с демпфирующими элементами, значительно снижающими внешние вибрации как дополнительный возмущающий фактор.

Анализатор спектра В-363 предназначен для измерения и нормирования уровней шума и виброакустических параметров, проверки вибродатчиков, мо-

нитинга состояния механизмов, диагностирования механических редукторов, подшипников, проведения гидроакустических измерений.

Подробные характеристики составляющих исследовательского стенда представлены в табл. 1.

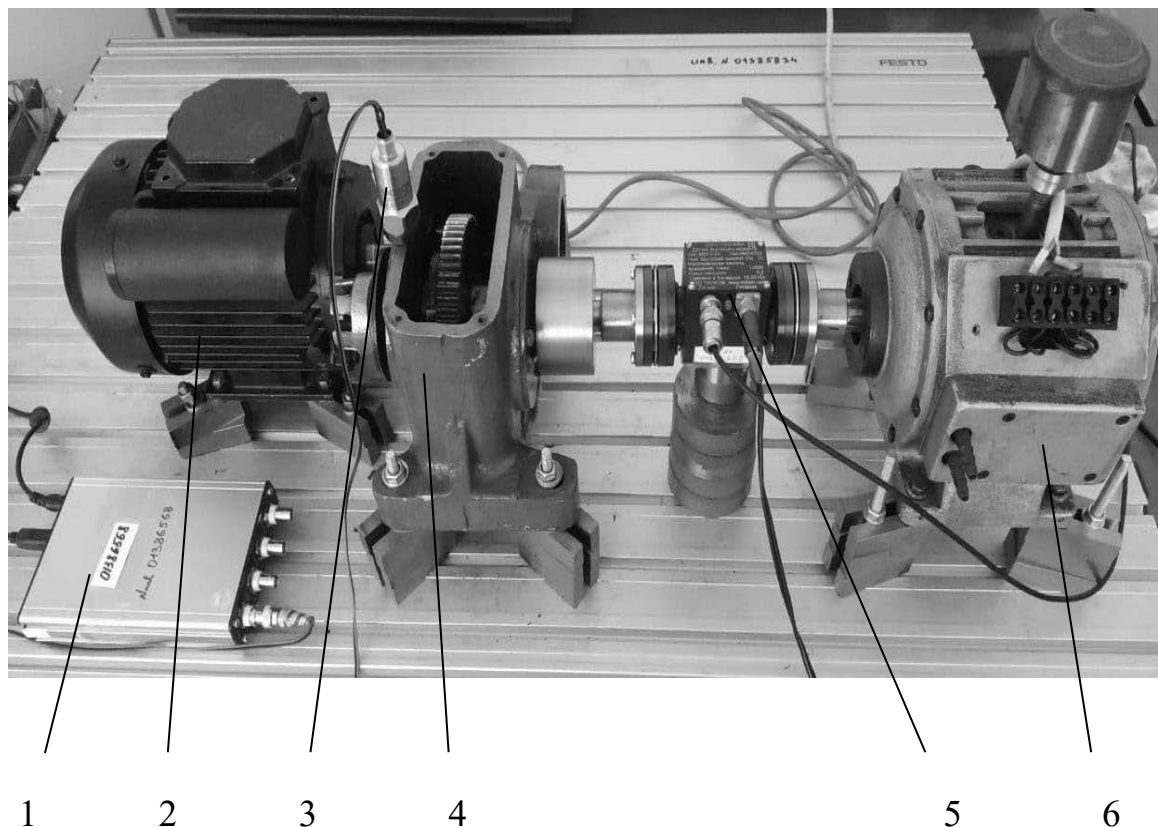


Рис. 2. Исследовательский стенд: 1 – анализатор спектра В-363; 2 – электродвигатель асинхронный АИРЕ 71С4У3; 3 – первичный преобразователь (пьезоакселерометр HS-100); 4 – двухступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор; 5 – датчик крутящего момента и частоты вращения М20С-20; 6 – тормоз порошковый ПТ-2,5М

Полученные виброакустические параметры могут быть сохранены в файл необходимого формата с последующей обработкой в математических пакетах анализа. Место позиционирования первичного преобразователя выбиралось исходя из рекомендаций по диагностике опор качения подшипниковых узлов [4]. Базирование первичного преобразователя HS-100 представлено на рис. 3.

Данная позиция находится вблизи

опоры качения, обеспечивающей вращение выходного вала редуктора и наилучшим образом отвечающей за регистрацию сигнала, характеризующего дефект сепаратора. Следует отметить, что функционирование подшипника в составе редуктора предполагает появление виброакустического сигнала со значительным уровнем шума, поэтому вибрационная характеристика подшипника распределена в широкой полосе частот, которая включает в себя и низ-

кочастотную фоновую составляющую, а фоновое или усредненное значение уровня вибросигнала характеризуется

средним квадратичным значением виброскорости (СКЗ).

Табл. 1. Характеристики составляющих исследовательского стенда

Составляющая исследовательского стенда	Характеристика
Анализатор спектра В-363	Количество измерительных сигналов 4. Входной диапазон измерительного канала от $-2,5$ В до $+2,5$ В. Пределы приведенной погрешности при измерении напряжения переменного тока частотой 1 кГц (по отношению к входному диапазону) ± 2 %
Электродвигатель асинхронный АИРЕ 71С4УЗ	Мощность 0,75 кВт. Частота вращения вала 1340 мин ⁻¹
Первичный преобразователь, пьезоакселерометр HS-100	Осевая чувствительность 100 мВ·с ² /м ± 10 %. Частотный диапазон от 2 Гц до 10 кГц. Относительная поперечная чувствительность менее 5 %. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики ± 5 %
Двухступенчатый, цилиндрический, прямозубый редуктор	Передаточное отношение 20,8
Опоры качения	Подшипник 207. Количество шариков 9. Диаметр шарика 11,112 мм. Динамическая грузоподъемность 25,5 кН. Статическая грузоподъемность 15,3 кН
Датчик крутящего момента и частоты вращения M20C-20	Номинальный крутящий момент 20 Н·м. Максимальная частота вращения 10000 мин ⁻¹ . Пределы основной допускаемой приведенной погрешности измерения номинального крутящего момента $\pm 0,2$ %. Пределы допускаемой относительной погрешности измерения частоты вращения $\pm 0,1$ %
Тормоз порошок ПТ-2,5М	Тормозной момент 0...25 Н·м



Рис. 3. Позиционирование первичного преобразователя HS-100

В моменты времени прохождения через нагруженную зону подшипника качения дефектного элемента сепаратора на вибросигнале, развернутом во времени, появляется четко выраженный пик или импульс. Параметры этого импульса определяются видом, локализацией и степенью развития дефекта сепаратора; в свою очередь, контрольными параметрами данного импульса являются его амплитуда и частота повтора. В этом случае дефектный подшипник, а точнее дефектный элемент, в роли которого выступает сепаратор, генерирует вибрационные составляющие, которые не кратны оборотной частоте, и присутствие в спектре вибрации таких составляющих является явным сигналом дефекта подшипника, для которого требуются своевременная оценка состояния и мероприятия по устранению других возникающих причин.

Величины частот дефектов, а также частот вращения внутренней или внешней обоймы определяют в соответствии с конструктивными параметрами подшипников [5]. В этом случае считается, что компоненты подшипника представляют собой планетарный механизм и проскальзывание в телах качения отсутствует.

Частота вращения сепаратора определяется по формуле

$$f_c = \frac{f_{вр}}{2} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{тк}}{d_c} \cdot \cos \beta \right) \right), \quad (1)$$

где $f_{вр}$ – частота вращения ротора; $d_{тк}$ – диаметр тел качения; d_c – диаметр окружности, проведенной через центры тел качения; β – угол контакта тел качения с дорожками качения.

Частота вращения тел качения определяется по формуле

$$f_{тк} = f_c \cdot \left(\frac{d_c}{d_{тк}} + \cos \beta \right). \quad (2)$$

Частота перекачивания тел качения по наружному кольцу определяется по формуле

$$f_n = f_c \cdot z, \quad (3)$$

где z – число тел качения.

Частота перекачивания тел качения по внутреннему кольцу определяется по формуле

$$f_b = (f_{вр} - f_c) \cdot z. \quad (4)$$

Измеренная с помощью датчика М20С-20 угловая скорость вращения, опорой которого выступал диагностируемый подшипник, составила $4,26 \text{ с}^{-1}$.

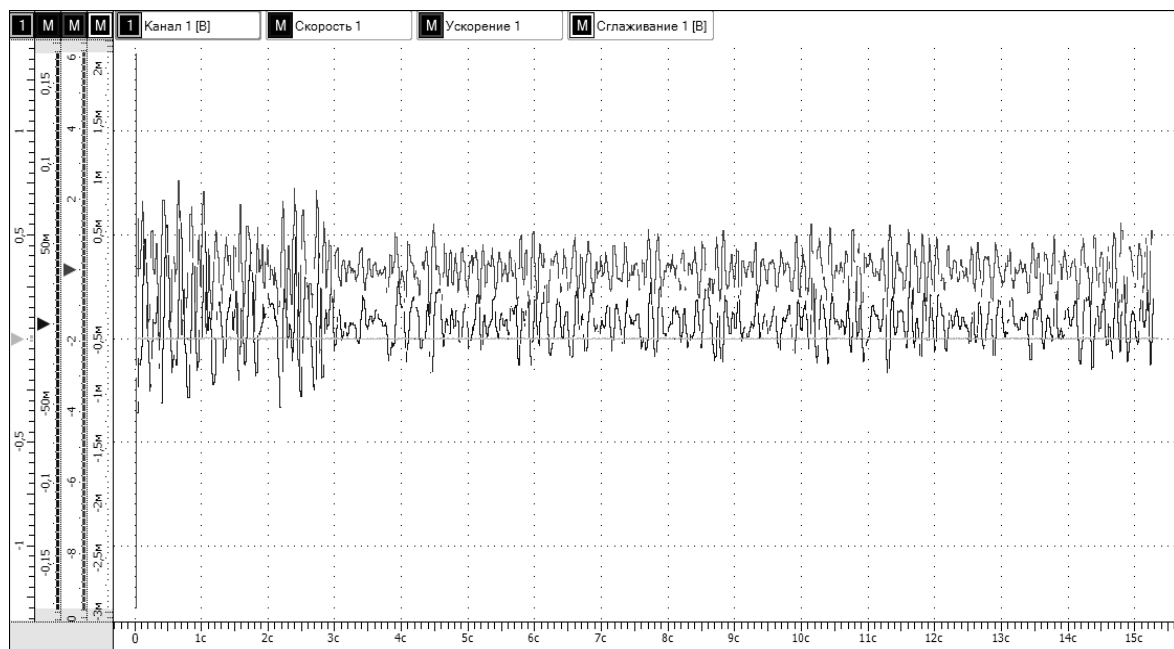
Результаты расчетов частот для элементов диагностируемого подшипника представлены в табл. 2.

На рис. 4 приведены графики виброакустических параметров подшипника с целым и сломанным сепаратором.

Табл. 2. Результаты расчетов частот для диагностируемого подшипника

Частота	Значение
Частота вращения вала	0,678
Частота вращения сепаратора	0,269
Частота вращения тел качения	1,564
Частота перекачивания тел по наружному кольцу	2,419
Частота перекачивания тел по внутреннему кольцу	3,686

а)



б)

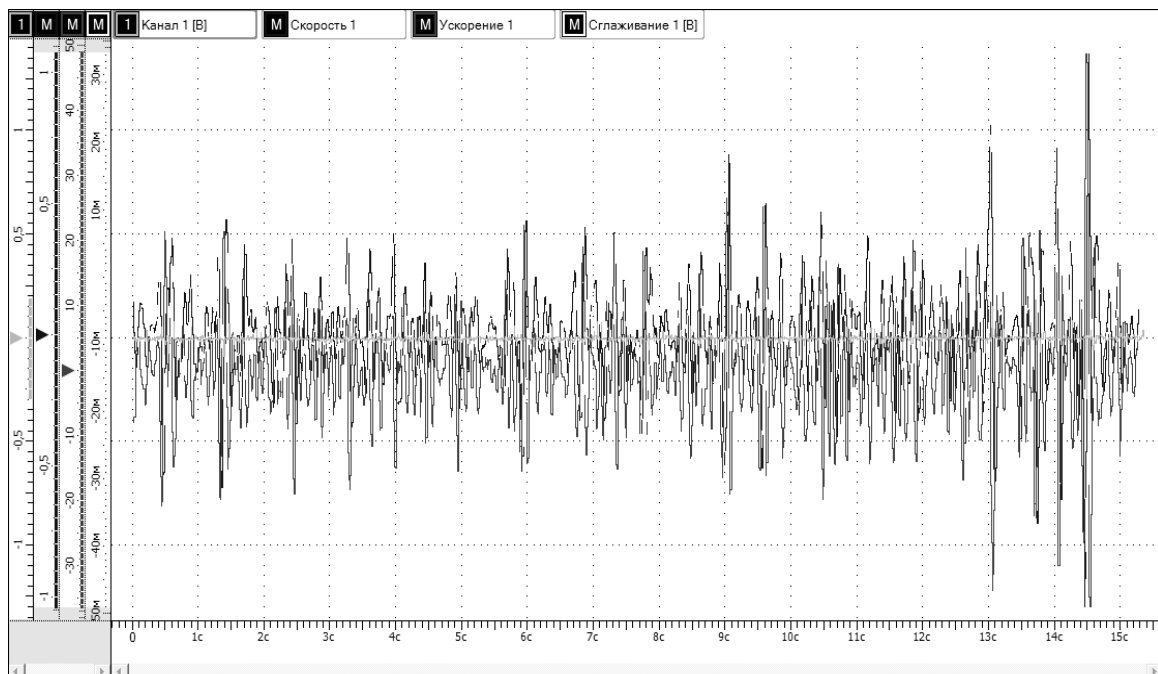


Рис. 4. Графики виброакустических параметров (перемещение, скорость и ускорение) диагностируемого подшипника: а – с целым сепаратором; б – со сломанным сепаратором

Исходя из полученных результатов следует отметить, что в общем случае диагностические сигналы являются негауссовскими, поэтому для повышения чувствительности и достоверности виброакустических методов диагностики необходимы использование негауссовских моделей диагностических сигналов, поиск новых, более полных диагностических характеристик, разработка методов их статистического нахождения. К числу подобных вероятных характеристик следует отнести прежде всего одномерную плотность вероятностей мгновенных значений виброакустических сигналов и амплитуд, а к параметрам – их одномерные и многомерные моменты и кумулянты.

Существует два основных подхода к задаче виброакустической диагностики состояния подшипников – вероятностный и детерминистский, которые в целом не противоречат друг другу [4]. В обоих случаях требуется найти решение, с помощью которого полученный комплекс признаков может быть отнесен к одному из возможных состояний. При вероятностном подходе каждый из комплекса признаков лишь с определенной вероятностью может характеризовать состояние системы. Разброс параметров состояния оценивается с помощью дисперсии как меры рассеивания случайных величин или отклонения их от среднего. Для того чтобы задача диагностики была решена, дисперсия внутри одного класса состояний должна быть меньше по значению, чем расстояние между точками, которые принадлежат разным классам состояний технического объекта. В свою очередь, вероятностный подход определения технического состояния подшипников в настоящее время используется редко, поэтому основное внимание в применении уделено детерминистскому подходу [6]. При детерминистском подходе используется два основных метода для определения технического состояния подшипников:

1) диагностирование по изменению коэффициента амплитудной модуляции вибрации в области 10 кГц. Амплитудная модуляция как параметр является изменением амплитуды периодического колебания, осуществляемого низкочастотной модулирующей функцией;

2) диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах. Диагностирование по уровню вибрации на дискретных информативных частотах предполагает расчет частотного спектра вибрации подшипников для каждого вида и типоразмера объекта исследований.

В частности, для железнодорожного транспорта в настоящее время применяется достаточно широкой спектр виброанализаторов, контролирующих один или в лучшем случае два-три диагностических параметра. В свою очередь, программное обеспечение этих диагностических средств пока не в состоянии учесть весь диапазон режимов эксплуатации транспорта. Следствием этого является невысокая точность и невысокая эффективность постановки диагноза. По отношению к виброакустической диагностике колесно-моторных блоков подвижного состава железнодорожного транспорта как наиболее ответственного элемента ходовой части следует отметить, что основными методами диагностики будут являться и использоваться анализ ударных импульсов, анализ сил трения в смазке, измерение полной мощности подшипниковой вибрации машины. Для железнодорожного транспорта, и в частности для колесно-моторных блоков, характерен широкий диапазон рабочих режимов. На текущий момент контроль состояния подшипников проводится во внештатном режиме работы, как правило на стенде, без учета различия жизненных циклов, в которых находятся отдельные детали отремонтированных подшипников, а также без учета скорости развития одного и того же дефекта в них. В настоящий момент ремонтные орга-

низации железной дороги используют диагностическое оборудование, оценивающее состояние подшипников, сепараторов, тел качения по одному, реже по двум параметрам [7]. Как следствие, подобная оценка не сможет обеспечить высокую точность постановки диагноза, прогнозное состояние подшипников и их элементов. Наряду с этим, оценка состояния подшипников по трем или более параметрам влечет за собой повышение трудоемкости и необходимость использования высокой квалификации специалиста. Снизить трудоемкость и, как следствие, временные затраты возможно с помощью систем внешнего или встроенного автоматического мониторинга. Системы автоматического мониторинга обладают функционалом, способным обеспечить самостоятельное принятие решения по состоянию объекта, и основываются на статистическом анализе контролируемых параметров в аналогичных узлах однотипных сборочных единиц. В этом контексте следует отметить, что основная проблема состоит в том, что один дефект может приводить к изменению группы параметров и один параметр может быть изменен в силу появления нескольких дефектов. Следовательно, задача подобной системы мониторинга может состоять в том, чтобы получить пороговые значения, разделяющие значения каждого из параметров на участки бездефектных узлов, узлов с некритичными дефектами, узлов с критичными дефектами, выявить дефект количественно и в итоге качественно, т. е. определить его вид. Как правило, в состав подобной системы включен порог срабатывания, который позволяет зафиксировать дефект или пропустить его. Для снижения вероятности пропуска дефекта необходим специалист высокой квалификации, который в визуализированном режиме оценит результаты и примет решение о состоянии объекта. Таким образом, в условиях неуточненных режимов эксплуатации ко-

лесно-моторных блоков оптимальным представляется симбиоз из решения системы мониторинга, которое, в свою очередь, является базовым для формирования вердикта специалиста.

В целях получения достоверных результатов мониторинга состояния подшипников качения колесно-моторных блоков в соответствии с изложенными предпосылками следует решить несколько задач одновременно. Во-первых, это использование систем для выявления дефектов как минимум нескольких несвязанных диагностических параметров. Подобная задача в системах контроля и мониторинга может решаться с применением диагностических параметров, которые содержатся в спектре ударного импульсного происхождения, а также в спектре, который сгенерирован силами трения. Отдельные неисправности сепаратора можно зафиксировать и по вибрациям, появляющимся из-за сил трения, и по спектру ударного происхождения, когда наблюдается относительный перекося наружного и внутреннего колец, вызывающий перекося сепаратора и, как следствие, ошибки динамического позиционирования тел качения в [8]. Следующей задачей в оценке состояния может являться контроль всех подшипников, конструктивно находящихся в едином сборочном узле колесно-моторного блока с наблюдаемой диагностической точкой. Подобных контрольных точек доступа может быть от пяти до семи. Для этих точек допустимо проводить регулярную диагностику с определенным временным интервалом в нагруженных режимах работы и желательно с динамичной сменой режимов функционирования. Причем диагностирование этих точек необходимо сочетать с проведением операций регламентного технического обслуживания. Существующие ярко выраженные дефекты подшипников или сепараторов после проведения регламентного технического обслуживания не устраняются и имеют стойкий пе-

риодичный характерный выброс амплитудного значения в вибрационном спектре. Последняя задача предполагает дублирующий контроль в удаленном доступе к результатам диагностирования. Как правило, на разных этапах эксплуатации технического объекта может возникать ситуация, требующая привлечения технических экспертов высокой квалификации, формирующих окончательную оценку, когда мнения штатного сотрудника недостаточно [9]. В этом случае вариантом, наилучшим образом подходящим для решения проблемы, являются разработка и внед-

рение встраиваемой системы мониторинга с возможностью передачи данных посредством глобальной сети в экспертный центр для постановки окончательного диагноза. Подобная бортовая система, встраиваемая в общую структуру управления и контроля техническим объектом, может содержать подсистемы получения и преобразования данных, подсистему анализа и принятия решения на основе алгоритмов распознавания образов (АРО) и искусственного интеллекта (ИИ), а также подсистему двухсторонней связи в режиме реального времени.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Цюренко, В. Н.** Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. – Москва: Транспорт, 1982. – 96 с.
2. **Аверин, Н. А.** Исследования нагруженности полиамидных сепараторов для буксовых подшипников методом конечных элементов / Н. А. Аверин, О. А. Русанов, С. Г. Иванов / Вестн. ВНИИЖТ. – 2007. – № 3. – С. 24–26.
3. **Павлов, Б. В.** Акустическая диагностика механизмов / Б. В. Павлов. – Москва: Машиностроение, 1971. – 224 с.
4. **Барков, А. В.** Вибрационная диагностика колесно-редукторных блоков на железнодорожном транспорте: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, В. В. Федорищев. – Санкт-Петербург: Севзапучцентр, 2019. – 100 с.
5. **Могильнер, А. И.** Опыт использования системного подхода при решении задач акустической диагностики механизмов / А. И. Могильнер, Д. М. Швецов. – Москва: Машиностроение, 1980. – 285 с.
6. **Генкин, М. Д.** Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – Москва: Машиностроение, 1987. – 288 с.
7. **Костюков, В. Н.** Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учебное пособие / В. Н. Костюков, А. П. Наumenko. – 2-е изд. – Новосибирск: СО РАН, 2014. – 378 с.
8. **Барков, А. В.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации: учебное пособие / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Санкт-Петербург: СПбГМУ, 2000. – 159 с.
9. **Ширман, А. Р.** Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – Москва: Машиностроение, 1996. – 276 с.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Борис Маркович Моргалик, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий. Тел.: +375-222-64-96-76. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.

Дмитрий Михайлович Ковалев, ведущий инженер отдела сигнализации, связи и электроснабжения, РУП «Могилевское отделение Белорусской железной дороги». Тел.: +375-222-39-23-73. E-mail: nodtoi@railway.mogilev.by.

Boris Markovich Morgalik, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Food and Chemical Technologies. Tel.: +375-222-64-96-76. E-mail: borismorgalik@gmail.com.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.

Dmitry Mikhailovich Kovalev, lead engineer of Signaling, Communications and Power Supply Department, RUE Mogilev branch of the Belarusian Railway. Tel.: +375-222-39-23-73. E-mail: nodtoi@railway.mogilev.by.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_69

УДК 621.9.042

С. Г. Полторацкий, В. М. Шеменков

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОЛУЧЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ ТИПА TORX И КОНТУРОВ СТАТОРА РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

S. G. Paltaratski, V. M. Shemenkov

THEORETICAL MODEL FOR PRODUCING TORX TYPE HOLES AND STATOR CONTOURS OF A ROTARY PISTON ENGINE

Аннотация

Представлены теоретические основы и методика формирования отверстий типа TORX и контуров статора роторно-поршневого двигателя.

Ключевые слова:

TORX, статор, роторно-поршневой двигатель, осевой инструмент, траектория, Ванкель.

Для цитирования:

Полторацкий, С. Г. Теоретическая модель получения отверстий типа TORX и контуров статора роторно-поршневого двигателя / С. Г. Полторацкий, В. М. Шеменков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 69–76.

Abstract

Theoretical foundations and methods for forming TORX holes and stator contours of a rotary piston engine are presented.

Keywords:

TORX, stator, rotary piston engine, rotary cutting tools, trajectory, Wankel.

For citation:

Paltaratski, S. G. Theoretical model for producing TORX type holes and stator contours of a rotary piston engine / S. G. Paltaratski, V. M. Shemenkov // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 69–76.

Введение

В настоящее время зарубежные и отечественные производители выпускают широкую гамму инструментов для обработки отверстий. Отечественный инструмент, изготовленный в соответствии с ГОСТом, занимает определенную нишу на рынке металлорежущего инструмента стран ЕАЭС в связи с тем, что это, во-первых, качественный инструмент, во-вторых, он совместим не только со старым советским, но и с российским, белорусским

и большинством моделей импортного оборудования и, в-третьих, имеет невысокую стоимость [2–4].

При рассверливании, зенкерования и развертывании отверстий концевым инструментом на станках, как правило, для каждого отверстия в соответствии с требованиями технической документации необходим соответствующий инструмент, что увеличивает номенклатуру применяемого инструмента. Кроме этого, изменение геометрии режущих лезвий при износе и последующей заточке концевой инструмента

значительно влияет на геометрию формируемого отверстия и смещение его оси [5–7]. В отличие от концевого инструмента, расточные резцы универсальные, т. е. способны обработать определенный диапазон размеров отверстий. Вместе с тем с их помощью можно более точно обработать отверстие за счет того, что они являются более жестким инструментом.

Однако существует возможность разработки новых конструкций инструмента на основе отечественного, изготовленного по ГОСТу, с целью уменьшения упругого смещения вершины режущей кромки и, соответственно, с лучшей жесткостью, чем стандартный.

Кроме того, весь вышеперечисленный режущий инструмент предназначен для обработки цилиндрических отверстий и совсем не подходит для гранных. В результате в последнее время особое внимание уделяется разработке универсального инструмента, при

помощи которого возможно получение отверстий любой гранности и любого периодического профиля.

Далее приведены результаты моделирования процесса получения универсальным каплевидным осевым режущим инструментом, наиболее интересным с точки зрения прикладной математики, отверстий типа TORX и контуров статора роторно-поршневого двигателя.

Теоретическая модель получения отверстий типа TORX

TORX – вид углубления в головке резьбовых крепёжных изделий в форме шестилучевой звезды с закругленными лучами (рис. 1). Официальное название в зарубежном варианте – hexalobular internal [1]; в российском варианте – углубление звездообразное под ключ для болтов и винтов [2].

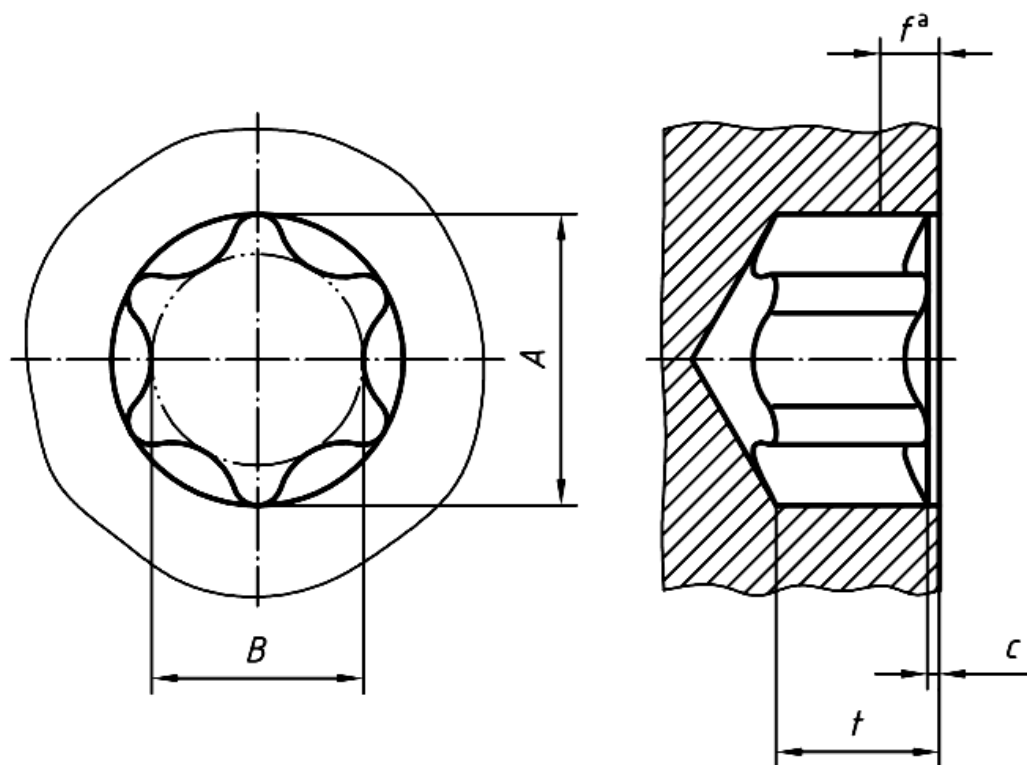


Рис. 1. Отверстие с профилем TORX

Классический способ получения таких отверстий заключается в прошивании фигурными прошивками на специализированном оборудовании. Недостатками этого метода является необходимость предварительного получения в заготовке круглого отверстия, наличие дорогостоящего специализированного оборудования с возможностью совершения больших осевых усилий [3].

Теоретически можно предложить новый способ получения таких отвер-

стий, формируемых осевым лезвийным инструментом, работающим по принципу обкатывания.

Главной особенностью данной обработки является то, что, помимо вращения инструмента вокруг своей оси и продольного перемещения вдоль своей оси по направлению к обрабатываемой поверхности, центр инструмента перемещается по определенной траектории (рис. 2).

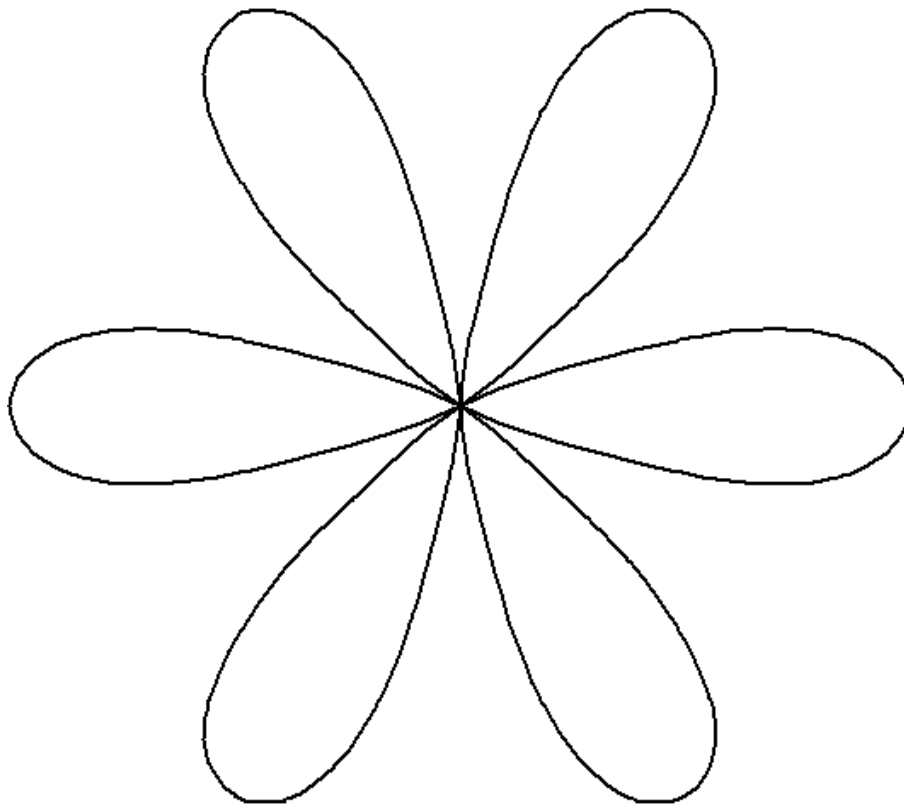


Рис. 2. Теоретическая траектория перемещения инструмента при обработке профиля TORX

Данная траектория похожа на геометрические фигуры, называемые «розы Гранди» [4] в честь итальянского математика Гранди Луиджи Гвидо. Математически эту фигуру можно описать с помощью параметрического уравнения

$$\begin{cases} X(\varphi) = (R \cdot \cos(k \cdot \varphi) + R) \cdot \cos(\varphi); \\ Y(\varphi) = (R \cdot \cos(k \cdot \varphi) + R) \cdot \sin(\varphi), \end{cases} \quad (1)$$

где R – радиус розы Гранди, $R = 0,4$ В; k – количество лепестков розы, $k = 6$.

Данным уравнением можно описать лишь приближенную к истине траекторию.

Инструмент для такой обработки будет иметь форму капли (рис. 3). Такую же форму имел инструмент для обработки гранных отверстий.

Таким образом, теоретический процесс обработки отверстий типа TORX

можно представить на рис. 4.

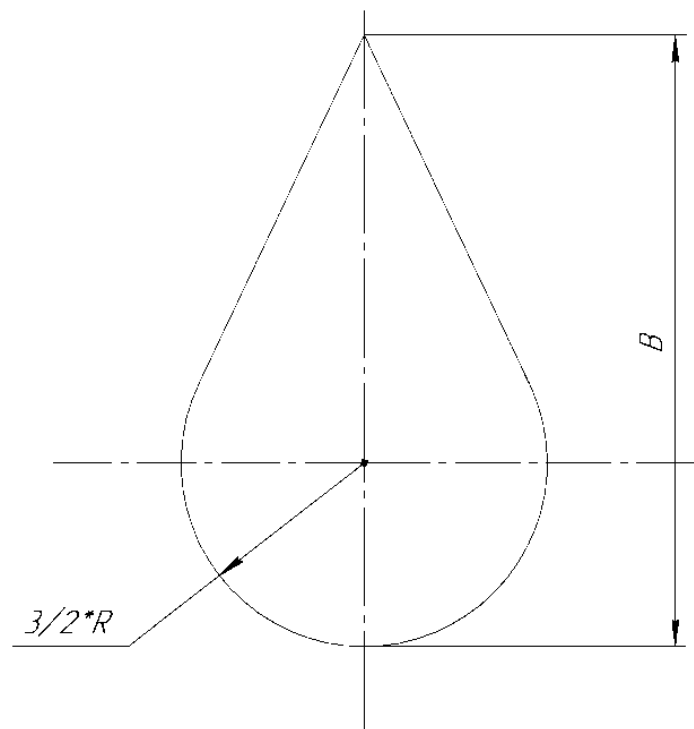


Рис. 3. Форма инструмента для формирования отверстий типа TORX

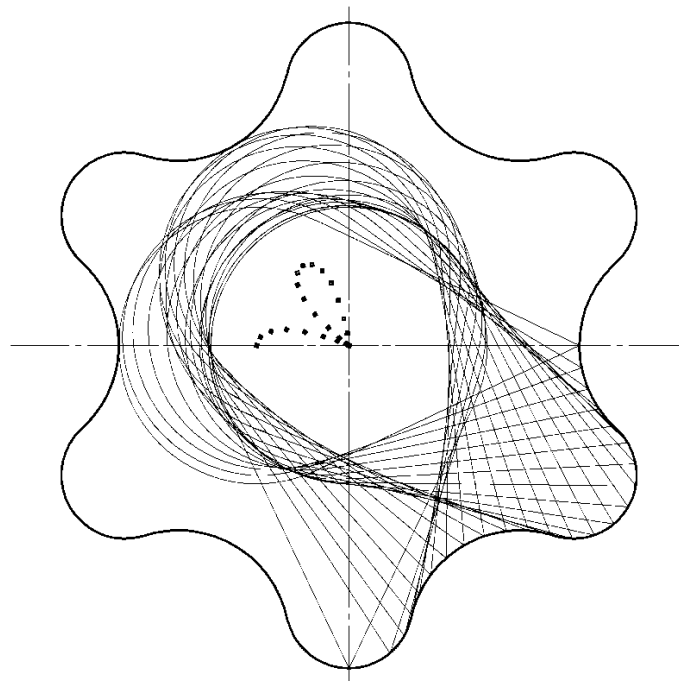


Рис. 4. Теоретический процесс обработки отверстий типа TORX

Теоретическая модель получения контуров статора роторно-поршневого двигателя

Роторно-поршневой двигатель (РПД), или двигатель Ванкеля (рис. 5), – это двигатель внутреннего сгорания, разработанный Феликсом Ванкелем в 1957 г. в соавторстве с Вальтером Фройде [5].

В РПД весь рабочий процесс – газообмен, сжатие, расширение рабочего тела осуществляется при изменении объемов полостей, которые образуются между корпусом (статором) и ротором треугольной формы, совершающим сложное планетарное движение, которое рассматривается как абсолютное вращение по отношению к неподвижным осям координат [6, 7].

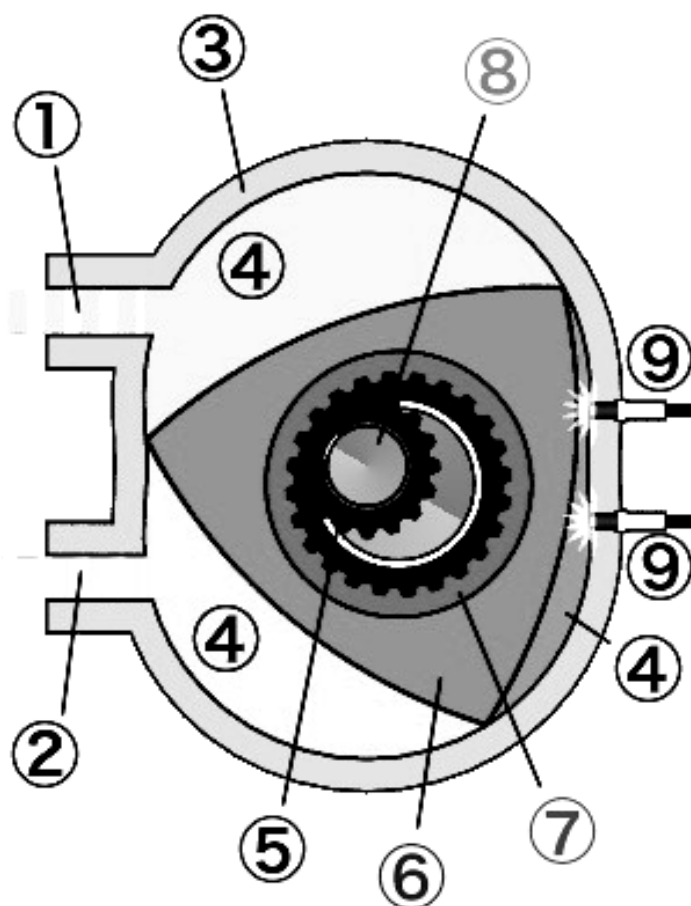


Рис. 5. Схема роторно-поршневого двигателя: 1 – впускное окно; 2 – выпускное окно; 3 – корпус; 4 – камера сгорания; 5 – неподвижная шестерня; 6 – ротор; 7 – подвижное зубчатое колесо; 8 – вал; 9 – свеча зажигания

Трехгранный ротор вращается внутри цилиндра специального профиля, поверхность которого выполнена по особой математической кривой – эпитрохоиде (рис. 6). Именно эта кривая с точки зрения ее применения в автомобилестроении и стала объектом данного исследования.

Существующая технология получения специализированного профиля рабочего цилиндра роторно-поршневого двигателя характеризуется использованием специализированного технологического оборудования и высококвалифицированного производственного персонала.

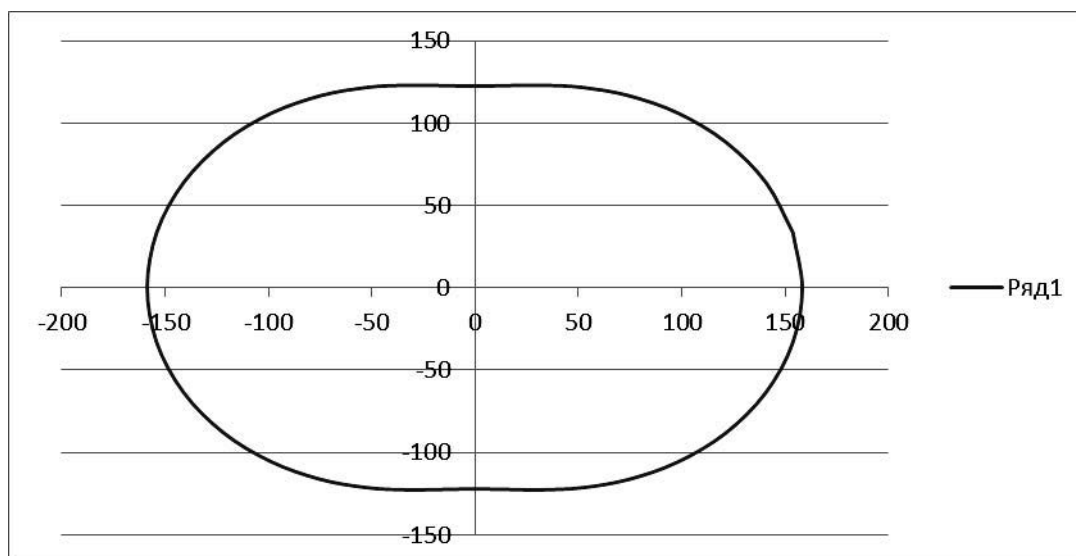


Рис. 6. Эпитрохоида

Как известно, на практике используются двигатели Ванкеля с трёхгранными роторами, в которых отношение радиусов подвижного зубчатого колеса R и неподвижной шестерни r рассматривается как $3/2$. При выборе радиусов синхронизирующих шестерён r и R с определённым эксцентриситетом ($e = R - r$) необходимо учесть возможность прохода эксцентрикового вала отбора мощности через центральное отверстие малой неподвижной шестерни радиусом r .

Математически эту фигуру можно описать с помощью параметрического уравнения [8]

$$\begin{cases} X(\varphi) = (R - r) \cdot \cos(3\varphi) + R \cdot C \cdot \cos(\varphi); \\ Y(\varphi) = (R - r) \cdot \sin(3\varphi) + R \cdot C \cdot \sin(\varphi), \end{cases} \quad (2)$$

где R – радиус подвижного зубчатого колеса; r – радиус неподвижной шестерни; C – безразмерный параметр, определяющий размеры двигателя, $C = 2,1 \dots 2,7$ [9].

Проанализировав форму статора и методы его получения, можно предложить способ получения такой поверхности осевым лезвийным инструментом, работающим по принципу обкатывания.

Для этого необходимо сделать инструмент такой же формы, что и ротор двигателя. Такая фигура в математике называется «треугольник Рёло» и относится к фигурам постоянной ширины. Этот же инструмент использовался для формирования гранных отверстий (рис. 7).

Траекторией при данной обработке будет простая окружность, имеющая радиус $e = R - r$. Параметрическое уравнение такой окружности

$$\begin{cases} X(\varphi) = e \cdot \sin(\varphi); \\ Y(\varphi) = e \cdot \cos(\varphi). \end{cases} \quad (3)$$

Таким образом, теоретический процесс формирования контура статора РПД методом обкатывания специальным каплевидным осевым инструментом можно представить на рис. 8.

Еще одним отличием данной обработки будет количество полных проходов по траектории для формирования полного профиля вершиной инструмента. Так как инструмент имеет один выпуклый режущий зуб, формирующий контур эпитрохоиды, то инструменту необходимо сделать три полных прохода по траектории.

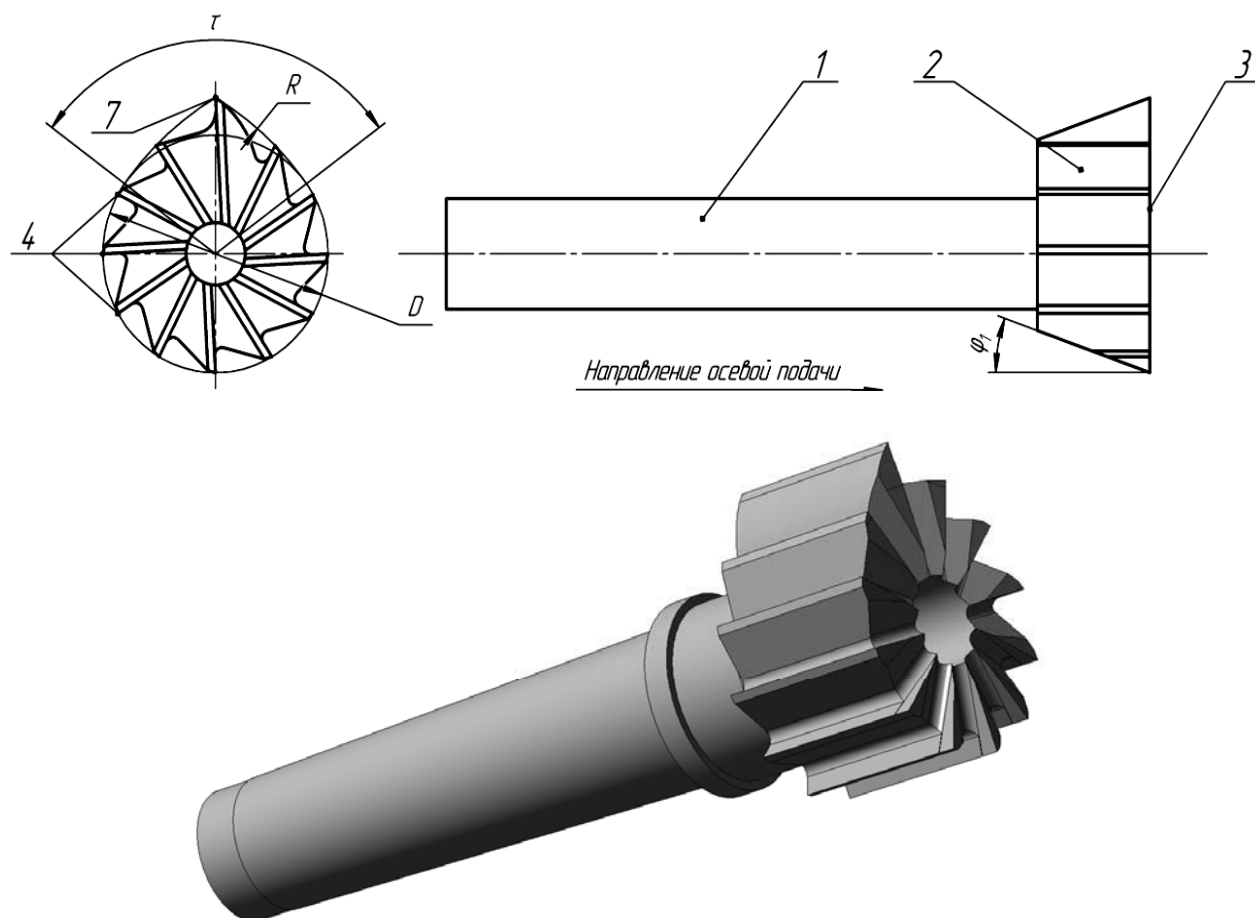


Рис. 7. Инструмент для формирования контура статора роторно-поршневого двигателя

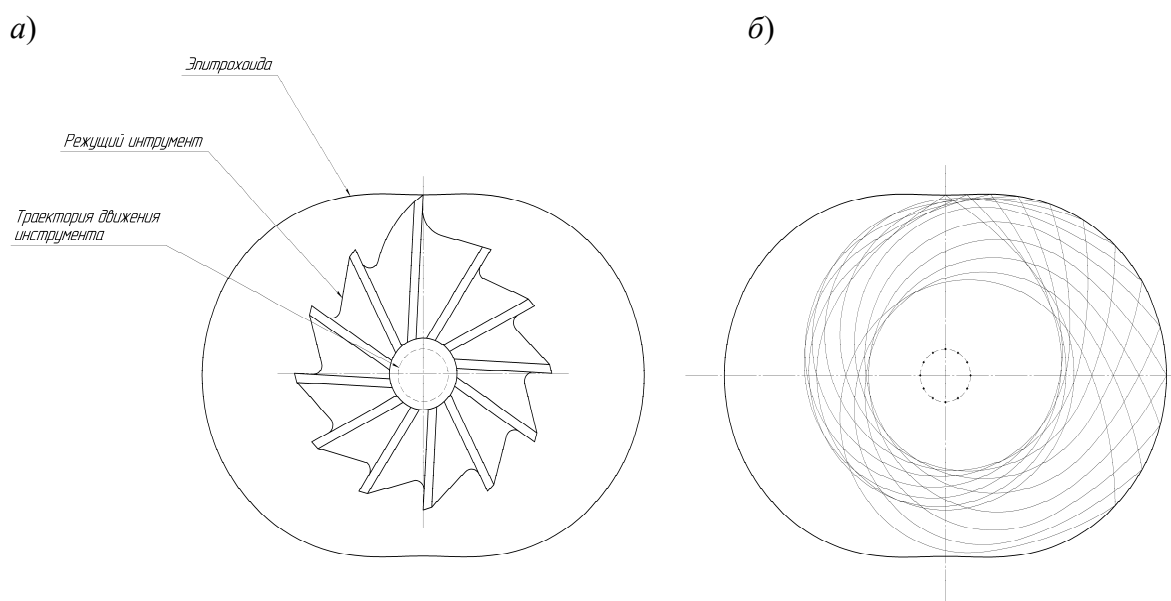


Рис. 8. Формирование контура статора РПД: а – начальное положение инструмента относительно эпитрохоиды; б – процесс обработки

Как видно из схемы обработки, представленной на рис. 8, получение эпитрохоиды статора двигателя можно осуществлять и на фрезерном станке с ЧПУ.

Заключение

Существующие методы получения отверстий с периодическим профилем типа TORX и профилем в виде эпитрохоиды требуют использования специализированного оборудования, дорого-

стоящего инструмента и предварительной подготовки отверстий.

Предложенный вариант получения специфических отверстий каплевидным осевым режущим инструментом имеет преимущество, заключающееся в универсальности получения отверстий любой гранности и с любым периодическим профилем одним и тем же инструментом с использованием классических станков с ЧПУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hexalobular internal driving feature for bolts and screws [Electronic resource]. – Mode of access: https://willrich.com/wp-content/uploads/2017/11/ISO-10664_.pdf. – Date of access: 01.09.2021.
2. **ГОСТ Р ИСО 10664–2007**. Углубление звездообразное под ключ для болтов и винтов. – Москва: Изд-во стандартов, 2009. – 11 с.
3. **Полторацкий С. Г.** Основные способы получения гранных отверстий в современном машиностроении / С. Г. Полторацкий, В. М. Шеменков // Менеджмент качества производственных, социально-экономических и технических систем: развитие и совершенствование. – Брянск: БГТУ, 2022. – 260 с.
4. **Гильберт, Д.** Наглядная геометрия / Д. Гильберт, С. Кон-Фоссен. – Москва: Наука, 1981. – 410 с.
5. Альтернативные двигатели внутреннего сгорания / А. Е. Ломовских [и др.] // Повышение эффективности использования мобильных энергетических средств в различных режимах движения: сб. тр. конф. – Мичуринск, 2017. – С. 322–329.
6. Введение в специальность: методические указания к практическим работам по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Сост. Ю. П. Макушев, А. А. Скок. – Омск: СибАДИ, 2008. – 48 с.
7. Интегральные и дифференциальные исчисления в приложении к технике: монография / Ю. П. Макушев [и др.]; под ред. Ю. П. Макушева. – Павлодар: Кереку, 2013. – 330 с.
8. **Косенок, Б. Б.** Кинематический и динамический анализ основного механизма двигателя Ванкеля на основе его векторной модели / Б. Б. Косенок // Вестн. Самарского гос. аэрокосмического ун-та. – 2011. – № 1 (25). – С. 69–75.
9. **Ханин, Н. С.** Автомобильные роторно-поршневые двигатели / Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов. – Москва: Машгиз, 1964. – 184 с.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Сергей Григорьевич Полторацкий, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-336-27-57-38. E-mail: poltos17@gmail.com.

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-40-06-64. E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Siarhei Grigorevich Paltaratski, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-336-27-57-38. E-mail: poltos17@gmail.com.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-40-06-64. E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_77

УДК 621.9.047:669:538.8

М. А. Рабыко, В. М. Шеменков

ВЛИЯНИЕ ПРИКАТОДНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА СТРУКТУРНО-ФАЗОВОЕ СОСТОЯНИЕ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ШТАМПОВОЙ СТАЛИ 5Х3В3МФС ПРИ ОБРАБОТКЕ ЕЕ ТЛЕЮЩИМ РАЗРЯДОМ

M. A. Rabyko, V. M. Shemenkov

EFFECT OF CATHODE MAGNETIC FIELD ON STRUCTURAL PHASE STATE OF 5X3V3MFS TOOL DIE STEEL WHEN TREATED WITH A GLOW DISCHARGE

Аннотация

Представлены результаты исследования структуры, фазового состава и глубины модифицированного слоя инструментальной штамповой стали 5Х3В3МФС промышленной плавки после классической термической обработки и последующей обработки тлеющим разрядом с различными его энергетическими характеристиками как с использованием прикатодного магнитного поля, так и без него.

Ключевые слова:

тлеющий разряд, структура, фазовый состав, магнитное поле, модифицирующая обработка, поверхностный слой, сталь.

Для цитирования:

Рабыко, М. А. Влияние прикатодного магнитного поля на структурно-фазовое состояние инструментальной штамповой стали 5Х3В3МФС при обработке ее тлеющим разрядом / М. А. Рабыко, В. М. Шеменков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 77–86.

Abstract

The paper presents results of the research on the structure, phase composition and depth of a modified layer of commercially melted 5X3V3MFS tool die steel after its conventional heat treatment and subsequent glow discharge treatment with various energy characteristics, both applying a rolled magnetic field and without it.

Keywords:

glow discharge, structure, phase composition, magnetic field, modifying treatment, surface layer, steel.

For citation:

Rabyko, M. A. Effect of cathode magnetic field on structural phase state of 5X3V3MFS tool die steel when treated with a glow discharge / M. A. Rabyko, V. M. Shemenkov // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 77–86.

Введение

Как известно, обработка металлов давлением является одним из основных способов формирования заготовок деталей машин в условиях современного металлообрабатывающего производства. Примерно 75 % изделий из сталей подвергаются обработке давлением.

Горячая объемная штамповка – один из основных видов обработки давлением. Порядка 65 % массы всех поковок и до 20 % массы деталей большинства механизмов и машин производится из заготовок, полученных горячей объемной штамповкой.

Одним из узких мест горячей объемной штамповки является использова-

ние в процессе сложного и дорогого инструмента.

Учитывая специфические условия работы штамповой оснастки при горячей объемной обработке, связанные со значительными контактными и циклическими тепловыми нагрузками на их рабочие поверхности, к инструментальному материалу предъявляются особые требования по тепло- и износостойкости.

Основным материалом, удовлетворяющим указанным требованиям, при изготовлении тяжело нагруженного пресового инструмента является инструментальная штамповая сталь 5Х3В3МФС, характеризующаяся высокой теплостойкостью и прокаливаемостью по сравнению с другими штамповыми сталями.

Однако несмотря на хорошие эксплуатационные свойства указанной инструментальной стали, их зачастую недостаточно, особенно при использовании оснастки в условиях крупносерийного и массового производства.

Решением данной проблемы занимается большое количество ученых. Основными направлениями их работы по повышению эксплуатационных свойств штамповых сталей являются: создание новых материалов на базе существующих; дополнительное легирование рабочих поверхностей; использование импульсного энергетического и (или) механического воздействия. Однако перечисленные методы, несмотря на хорошие получаемые результаты, связаны со значительными материальными затратами.

Отдельно выделены методы ионно-плазменного модифицирования поверхностных слоев. Несмотря на большое разнообразие, их можно разделить на три основные группы, связанные с формированием на рабочих поверхностях барьерных слоев, насыщением поверхности химическими элементами, формирующими тугоплавкие и изно-

стойкие соединения в поверхностных слоях, и непосредственно структурно-фазовое модифицирование поверхностного слоя [1].

Последние из перечисленных методов, основанных на структурно-фазовом модифицировании, являются наиболее перспективными, т. к. не требуют специальной подготовки изделия и создания специальной рабочей среды. Использование в качестве источника высоковольтного тлеющего разряда, зажигаемого в среде остаточных атмосферных газов, позволяет проводить обработку изделий сложной формы из любой инструментальной стали или сплава [2].

В рамках выполнения ряда заданий Государственных программ научных исследований Республики Беларусь было выявлено, что на энергоэффективность процесса модифицирующей обработки высоковольтным тлеющим разрядом оказывает влияние наличие магнитного поля в области катодного падения потенциала. На основании чего был предложен способ упрочнения изделий из металла, или сплава, или сверхтвердого материала, отличительной особенностью которого (рис. 1) является то, что модифицируемое изделие размещают на катоде, расположенном в силовых линиях постоянного магнитного поля [3].

Постоянное магнитное поле создается кольцевой катушкой, подключенной к источнику питания с двухполупериодным выпрямлением.

В результате исследования влияния индукции магнитного поля на энергетические характеристики тлеющего разряда, зажигаемого в среде остаточных атмосферных газов (2...3 Па), установлено, что создаваемое магнитное поле оказывает значительное влияние на вольт-амперную характеристику тлеющего разряда (рис. 2).

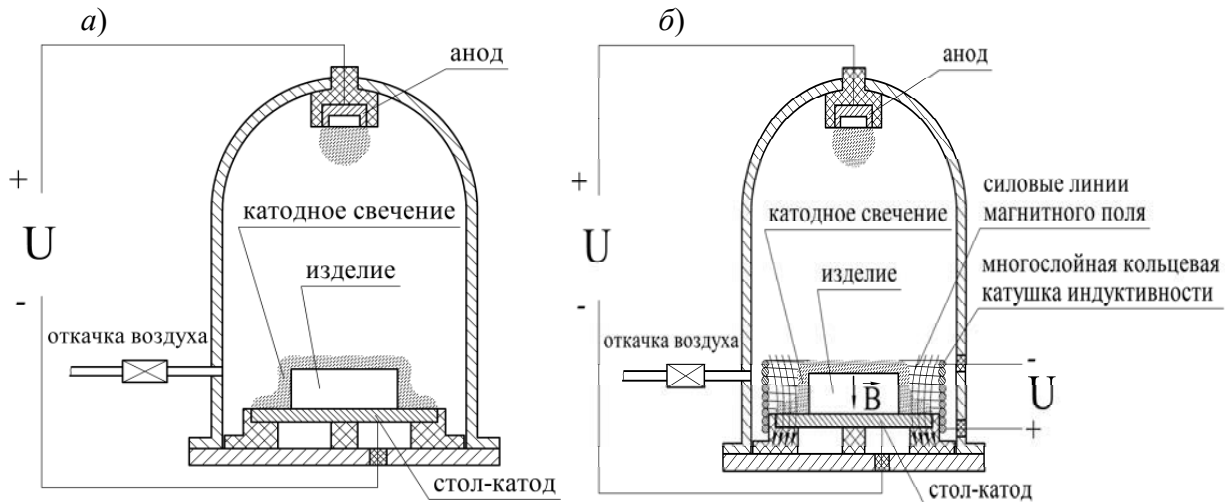


Рис. 1. Схема установки для реализации процесса: а – классическая обработка тлеющим разрядом; б – обработка с прикатодным магнитным полем

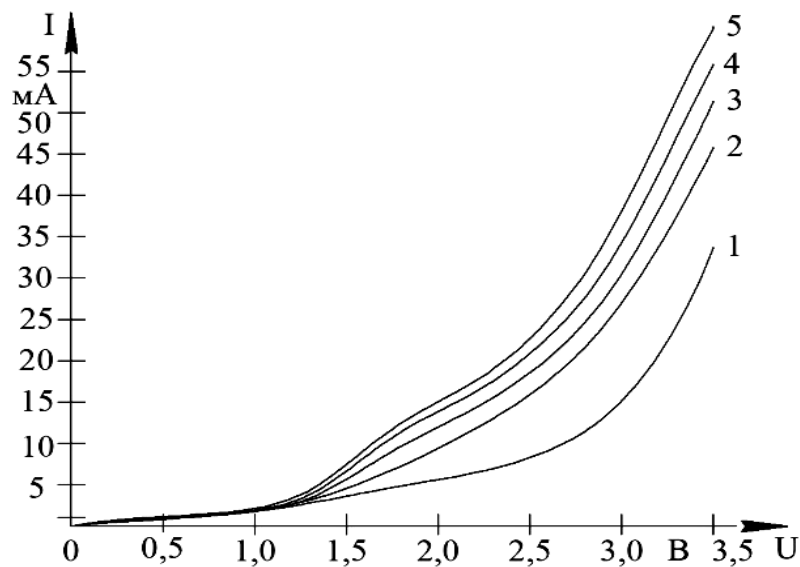


Рис. 2. Вольт-амперная характеристика тлеющего разряда, зажигаемого при давлении 2...3 Па, при различных значениях индукции прикатодного магнитного поля: 1 – без магнитного поля; 2 – с индукцией 30...35 мТл; 3 – с индукцией 55...60 мТл; 4 – с индукцией 70...75 мТл; 5 – с индукцией 80...85 мТл

Из-за технических особенностей кольцевой катушки, связанных с лимитирующими предельными габаритами и невозможностью обеспечения ее принудительного охлаждения, поддерживать магнитное поле с индукцией более 60 мТл на протяжении длительного промежутка времени (до 30 мин) на данном этапе не представляется возможным. Вследствие чего исследование влияния прикатодно-

го магнитного поля на эксплуатационные свойства инструментальной штамповой стали 5Х3ВЗМФС при обработке ее тлеющим разрядом осуществлялось при индукции прикатодного магнитного поля, равной 40...60 мТл.

Целью работы являлось изучение влияния модифицирующей обработки тлеющим разрядом с прикатодным магнитным полем на структурные и фазо-

вые превращения, протекающие в поверхностном слое инструментальной штамповой стали 5Х3ВЗМФС.

Исследуемые образцы были получены промышленной плавкой с последующей термической обработкой, заключающейся в закалке в масле с 1130 °С (выдержка 1 ч 30 мин) с последующим отпуском при 550 °С в течение 2 ч.

Методика исследования

Были применены электронно-микроскопический и рентгеноструктурный методы анализа структуры и фазового состава. Для определения твердости поверхностного слоя использовался дюрометрический метод.

Электронно-микроскопический анализ поверхности образцов проводился при помощи сканирующего электронного микроскопа Tescan VEGA 2SBA с применением стандартного детектора вторичных электронов. Подготовка образцов для металлографических исследований осуществлялась по стандартной методике. В качестве реактива для травления использовался 5-процентный раствор азотной кислоты (HNO_3) в спирте ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$). Травление осуществлялось в течение 50...60 с при температуре раствора 343 К [4].

Фазовый состав исследовался на рентгеновском дифрактометре POWDIX 600 в монохроматизированном кобальтовом ($\text{CoK}\alpha$) излучении при напряжении 30 кВ и анодном токе 10 мА. Расшифровка рентгенограмм осуществлялась при помощи программного обеспечения Crystallographica Search-Match с картотекой PDF-2.

Съемка проводилась в непрерывном режиме, т. е. не было задержек на конкретную точку. Скорость перемещения 0,01 град/с.

Физическое уширение дифракционных линий определялось методом аппроксимации с помощью программного обеспечения HighScore++ (Panalytical, Нидерланды). В качестве эталона использовался образец отожженной стали 10 ГОСТ 1050–88 [5, 6].

Измерение микротвердости образцов проводилось на микротвердомере Zwick Roell ZHV 1M при действии нагрузки 0,49 Н.

Для определения глубины модифицированного слоя образцы подвергали разрезанию по плоскости, перпендикулярной обрабатываемой поверхности.

Обработка образцов тлеющим разрядом осуществлялась по трем основным режимам, указанным в табл. 1. Время обработки по всем режимам составило 30 мин. Для выявления степени влияния прикатодного магнитного поля на эксплуатационные характеристики стали 5Х3ВЗМФС обработка по каждому режиму осуществлялась с наложением магнитного поля и без него.

Результаты исследования и их обсуждение

Металлографический анализ поверхностного слоя образцов по плоскости разреза до обработки тлеющим разрядом показал, что структура стали соответствует классической мартенситной структуре (рис. 3, а).

Табл. 1. Режимы обработки образцов в тлеющем разряде

Режим обработки	Напряжение горения тлеющего разряда U , В	Плотность тока J , мА/м^2	Индукция прикатодного магнитного поля B , мТл
1	1000	0,125	40...60
2	2000	0,250	
3	3000	0,375	

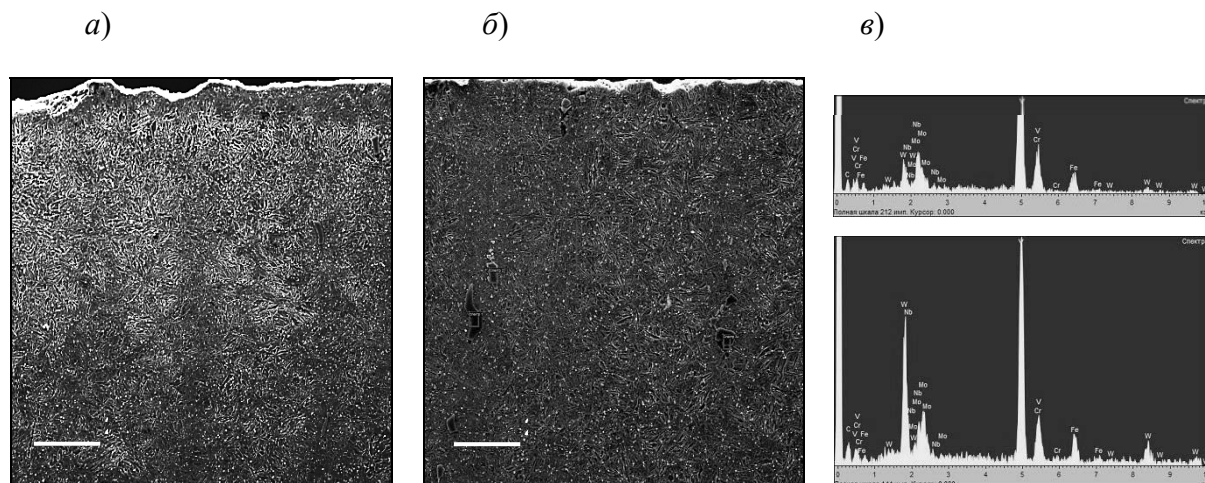


Рис. 3. Структура поверхностного слоя образцов из стали 5Х3В3МФС: *а* – до обработки тлеющим разрядом; *б* – электронное изображение структуры с участками анализа; *в* – рентгеновские спектры от участков образца

Как видно, в структуре стали наблюдаются полосчатые карбидные включения (рис. 3, *б*), характерные для образцов, получаемых из горячекатаного стального проката, в котором присутствуют карбидообразующие элементы, такие как хром (Cr), молибден (Mo), вольфрам (W), ванадий (V) и нио-

бий (Nb).

Классическая обработка образцов тлеющим разрядом приводит к измельчению и перераспределению карбидной фазы в поверхностном слое глубиной до 75 мкм (рис. 4). Наиболее ярко этот эффект наблюдается при обработке по режиму 3.

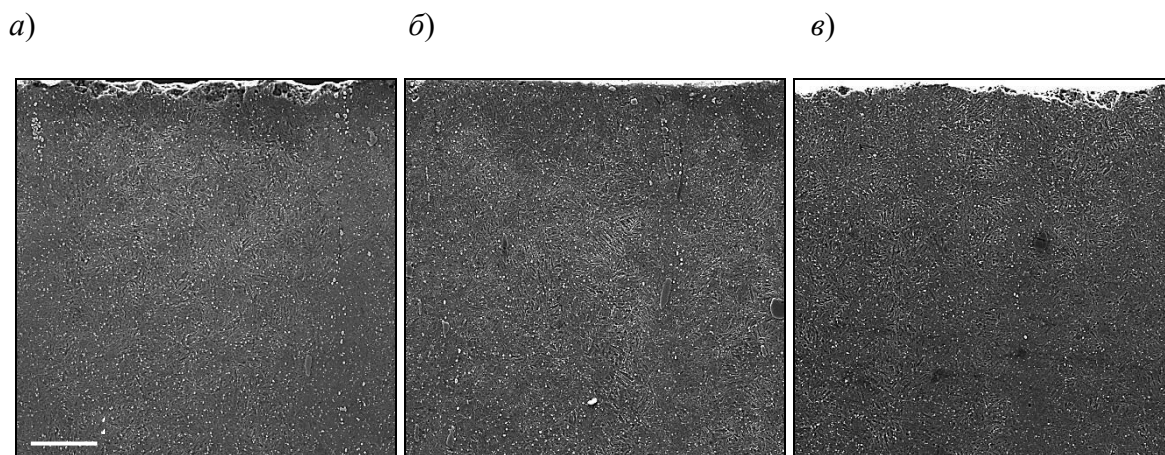


Рис. 4. Структура поверхностного слоя образцов из стали 5Х3В3МФС: *а* – после обработки по режиму 1; *б* – после обработки по режиму 2; *в* – после обработки по режиму 3

Обработка образцов тлеющим разрядом с прикатодным магнитным полем приводит к таким же результатам, как и при обработке одним тлеющим

разрядом, с той лишь разницей, что глубина слоя достигает до 100 мкм (рис. 5).

На основании рентгеноструктурного анализа установлено, что в исход-

ном состоянии сталь содержит мартенсит (α -Fe), остаточный аустенит (γ -Fe), а также специальные карбиды (Cr_{23}C_6 , Cr_7C_3 , WC, VC) (рис. 6).

Обработка тлеющим разрядом не приводит к изменению фазового состава стали (рис. 7 и 8).

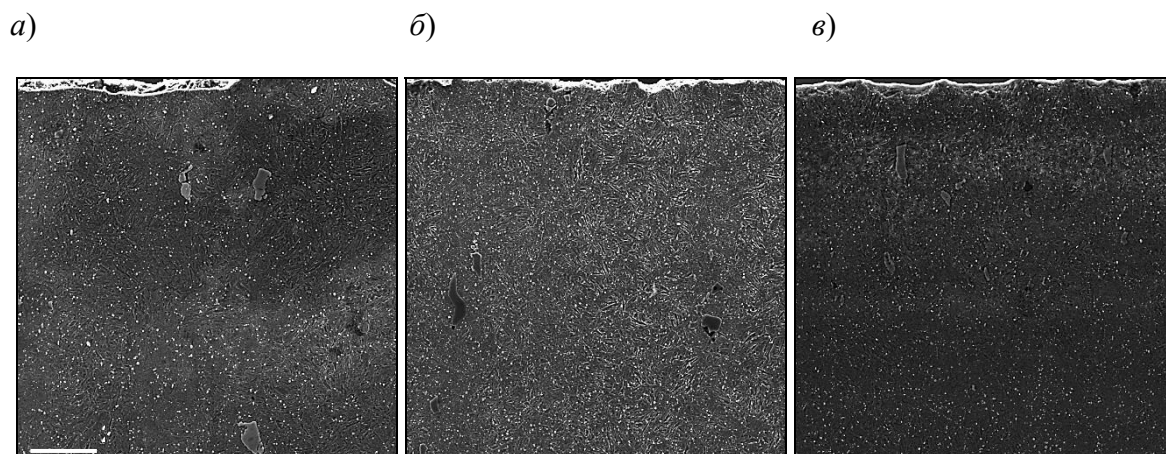


Рис. 5. Структура поверхностного слоя образцов из стали 5X3B3MFC, обработанных тлеющим разрядом с использованием прикатодного магнитного поля: а – после обработки по режиму 1; б – после обработки по режиму 2; в – после обработки по режиму 3

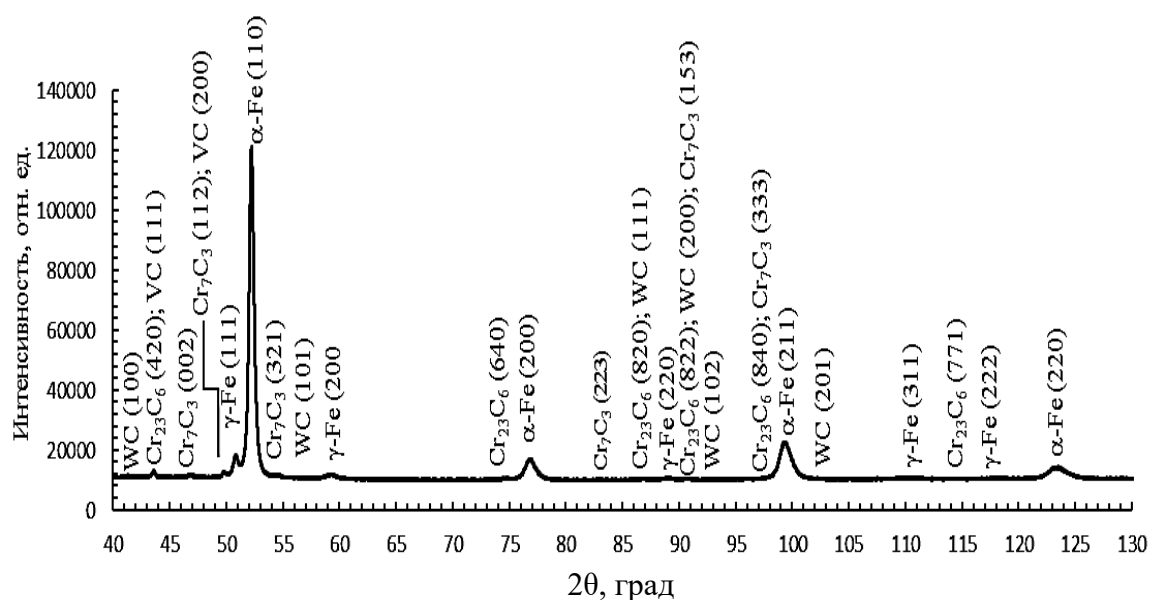


Рис. 6. Фрагмент рентгеновской дифрактограммы образца из стали 5X3B3MFC в исходном состоянии

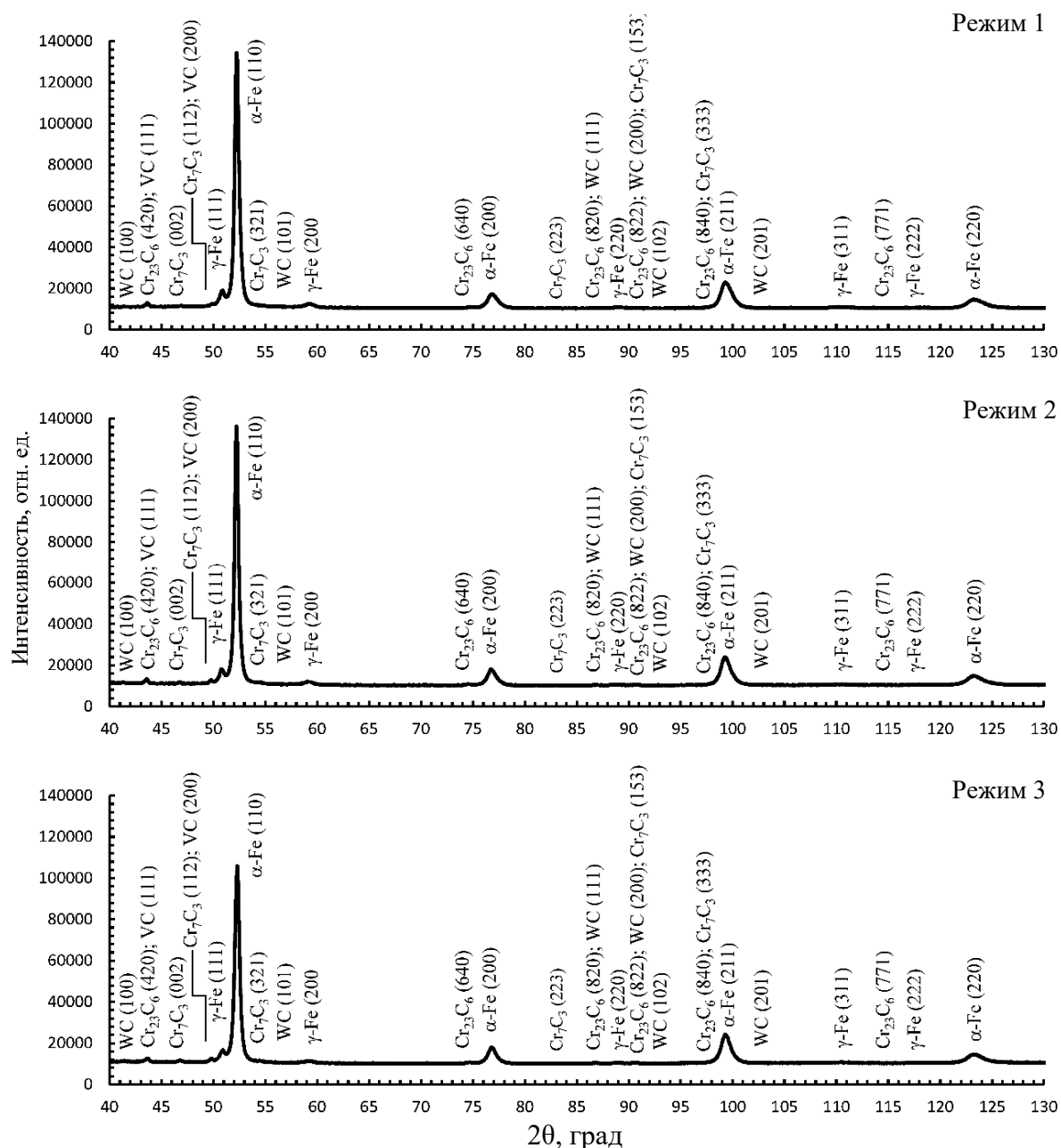


Рис. 7. Фрагменты рентгеновских дифрактограмм образцов из стали 5X3B3MFC после обработки тлеющим разрядом с различными режимами

Параметр кристаллической решетки α -Fe (табл. 2) имеет повышенные значения для всех исследуемых образцов. Высокие значения параметра кристаллической решетки α -Fe фазы обусловлены растворением в ней легирующих элементов, имеющих большой атомный радиус. Изменение параметра в результате различных видов обработки может быть связано с перераспреде-

лением легирующих элементов в стали или с попаданием в кристаллическую решетку α -Fe других атомов.

Все режимы обработок приводят к незначительному снижению количества остаточного аустенита. Вместе с тем обработка без использования прикатодного магнитного поля приводит к более значительному снижению количества аустенитной фазы в сталях по сравне-

нию с режимами обработки с использованием прикатодного магнитного поля. Снижение количества γ -Fe в сталях, обработанных по различным режимам, может быть связано с протеканием про-

цессов отпуска в сталях, за счет которых происходит обеднение аустенитной фазы легирующими элементами и, как следствие, ее превращение в α -Fe.

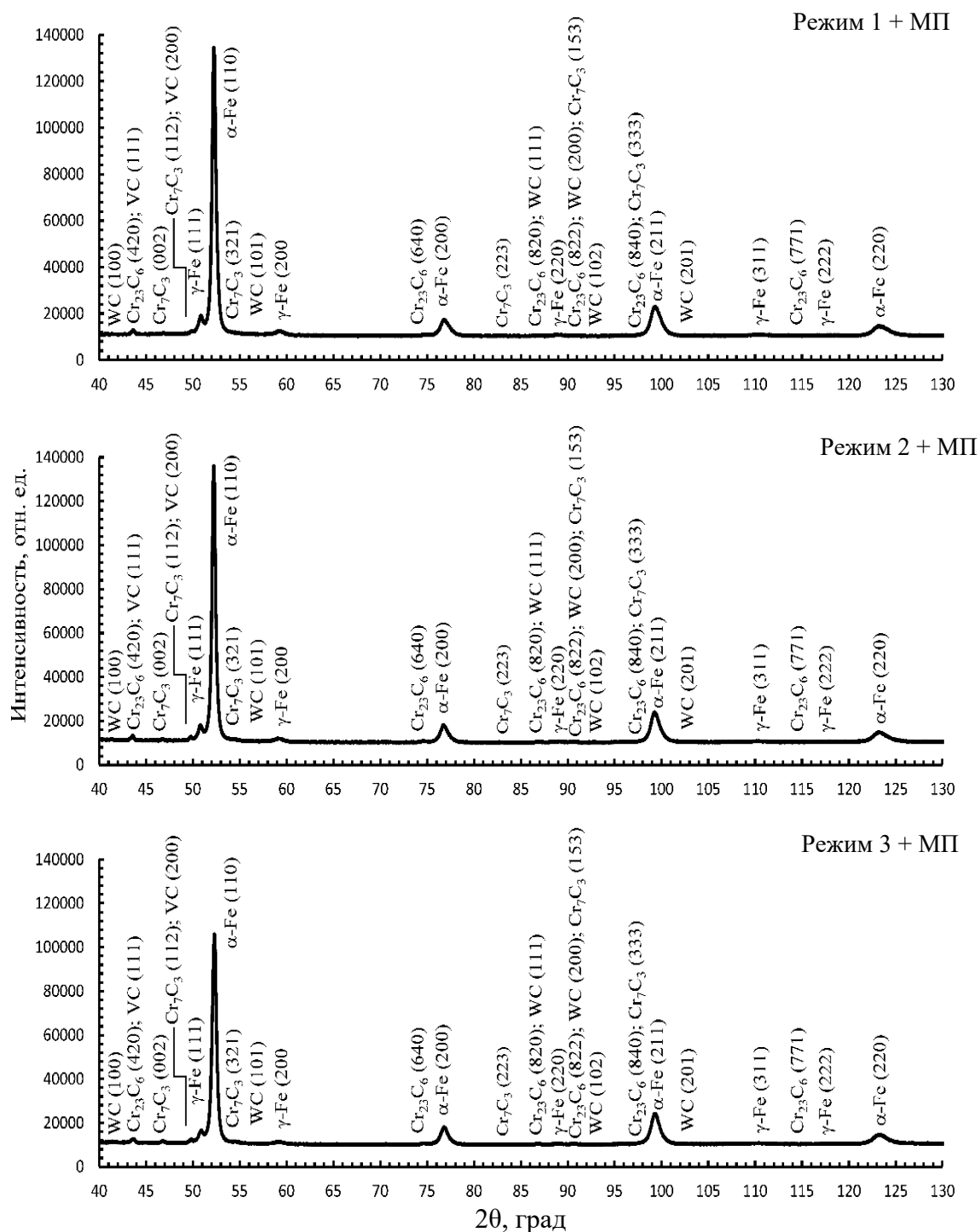


Рис. 8. Фрагменты рентгеновских дифрактограмм образцов из стали 5Х3В3МФС после обработки тлеющим разрядом с различными режимами с использованием прикатодного магнитного поля

Табл. 2. Фазовый состав, количество остаточного аустенита $A_{ост}$, параметр решетки a , физическое уширение β дифракционных линий и плотность дислокаций ρ стали 5Х3В3МФС

Образец (режим обработки)	Фазовый состав	$A_{ост}$, %	$a_{\alpha-Fe}$, нм		β_{110} , 10^{-3} рад	β_{220} , 10^{-3} рад	ρ , см $^{-2}$, $\times 10^{12}$
			Эксперимент	Эталон [5]			
Исходный	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	7,2	0,28716	0,28664	7,442	35,410	5,0
Режим 1	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	5,7	0,28715		6,575	32,219	3,9
Режим 1 + магнитное поле	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	6,2	0,28719		7,486	36,677	5,1
Режим 2	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	5,8	0,28720		6,777	32,348	4,2
Режим 2 + магнитное поле	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	6,4	0,28727		7,326	34,976	4,9
Режим 3	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	5,4	0,28723		7,307	33,077	4,8
Режим 3 + магнитное поле	α -Fe, γ -Fe, Cr $_2$ 3C $_6$, Cr $_7$ C $_3$, WC, VC	5,6	0,28728		7,672	35,139	5,3

Обработка тлеющим разрядом без использования прикатодного магнитного поля приводит к снижению уширения дифракционных линий, что свидетельствует об уменьшении количества точечных дефектов в стали. Кроме этого, в образцах, после вышеперечисленных режимов обработок, снижается плотность дислокаций, что также свидетельствует о снижении количества дефектов в стали за счет протекания релаксационных процессов. В то же время обработка тлеющим разрядом с использованием прикатодного магнитного поля

приводит к повышению значений уширения дифракционных линий, а также плотности дислокаций. При этом значения уширения и плотности дислокаций сопоставимы с аналогичными значениями для стали в исходном состоянии.

После обработки тлеющим разрядом, помимо структурных изменений, наблюдается изменение микротвердости поверхностных слоев материалов на 10 %...20 %. Результаты дюриметрического анализа по глубине h представлены на рис. 9.

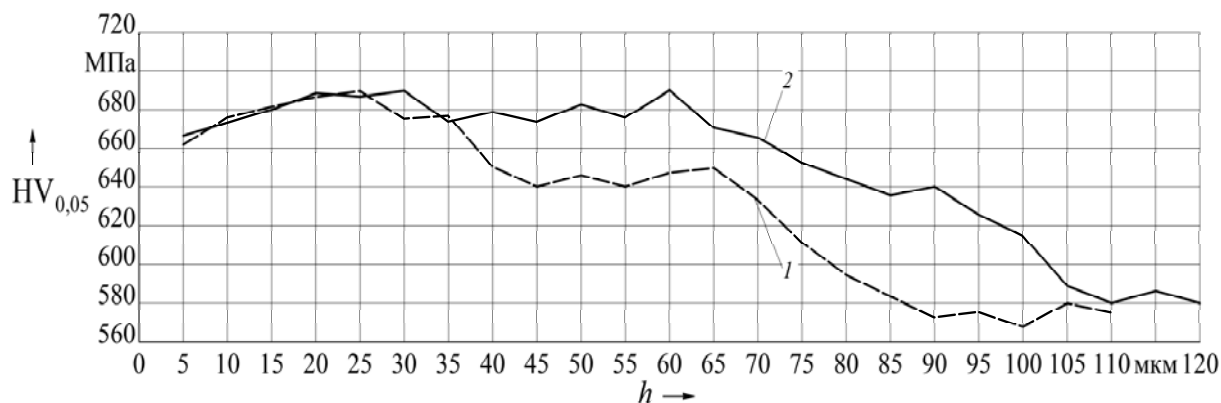


Рис. 9. Микротвердость поверхностного слоя: 1 – после обработки тлеющим разрядом по режиму 3; 2 – после обработки тлеющим разрядом по режиму 3 с использованием прикатодного магнитного поля

Сопоставляя результаты электронно-микроскопического (см. рис. 2–5) и дюрOMETрического (см. рис. 9) анализов, можно заметить, что они хорошо коррелируют между собой и позволяют сделать вывод о том, что глубина модифицированного слоя напрямую зависит от использования прикатодного магнитного поля.

Выводы

Обработка образцов из стали 5Х3ВЗМФС тлеющим разрядом приводит к измельчению и перераспределению карбидной фазы, уменьшению количества точечных дефектов кристаллического строения матричной

фазы, снижению остаточного аустенита и протеканию полиморфного превращения $\gamma\text{-Fe} \rightarrow \alpha\text{-Fe}$.

Обработка образцов из стали 5Х3ВЗМФС тлеющим разрядом с использованием прикатодного магнитного поля приводит к измельчению и перераспределению карбидной фазы, незначительному повышению плотности дислокаций, снижению остаточного аустенита и протеканию полиморфного превращения $\gamma\text{-Fe} \rightarrow \alpha\text{-Fe}$.

Использование прикатодного магнитного поля в процессе обработки тлеющим разрядом приводит к увеличению модифицированного слоя на 25 %...30 % на всех режимах обработки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Структурно-фазовое модифицирование инструментальных материалов тлеющим разрядом: монография / В. М. Шеменков [и др.] ; под общ. ред. В. М. Шеменкова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 270 с.: ил.
2. Способ упрочнения изделий из металла или сплава, или сверхтвердого или графитсодержащего материала: пат. ВУ 14716 ВУ / В. М. Шеменков, А. Ф. Короткевич. – Опубл. 10.05.2011.
3. Способ упрочнения изделий из металла, или сплава, или сверхтвердого материала: пат. ВУ 19126 / В. М. Шеменков, М. А. Белая. – Опубл. 30.04.2015.
4. **Анисович, А. Г.** Практика металлографического исследования материалов: монография / А. Г. Анисович, И. Н. Румянцева. – Минск: Беларус. навука, 2013. – 221 с.: ил.
5. **Горелик, С. С.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ : учебное пособие для вузов / С. С. Горелик, Ю. А. Скаков, Л. Н. Расторгуев. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : МИСИС, 2002. – 360 с. : ил.
6. **Лысак, Л. И.** Определение истинной ширины рентгеновских интерференционных линий с применением стандартного образца / Л. И. Лысак // Вопросы физики металлов и металловедения: сб. тр. – Киев, 1955. – № 6. – С. 40–53.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Марина Александровна Рабыко, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: belay-marina@yandex.by.

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Marina Aleksandrovna Rabyko, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: Belay-marina@yandex.by.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_87

УДК 621.791.763.2

С. М. Фурманов, Д. Н. Юманов, Д. И. Якубович, С. Н. Емельянов, Е. М. Королёв

О ВЛИЯНИИ ТОКА ПОДОГРЕВА НА ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ КОНТАКТНОЙ РЕЛЬЕФНОЙ СВАРКЕ

S. M. Furmanov, D. N. Yumanov, D. I. Yakubovich, S. N. Emelyanov, E. M. Korolev

ON THE EFFECT OF PREHEATING CURRENT ON STRENGTH OF JOINTS DURING RESISTANCE PROJECTION WELDING

Аннотация

Установлены закономерности влияния тока подогрева на величину осевого перемещения подвижного электрода, используемого для определения степени разогрева рельефа и момента начала нарастания мощности от подогрева к сварке. Предложено в процессе рельефной сварки с программным управлением мощностью использовать величину перемещения электрода как критерий образования качественного соединения. Полученные временные зависимости усилия на отрыв при испытаниях сварных соединений показали, что при оптимальном токе подогрева, равном 45 %...55 % от сварочного тока, происходит образование сварного соединения, обладающего стабильно высокими механическими свойствами. Зависимости ширины линии сплавления показали, что увеличение тока подогрева способствует более быстрому формированию линии сплавления на стадии сварки.

Ключевые слова:

контактная рельефная сварка, система программного управления мощностью, перемещение подвижного электрода, стабильность механических свойств соединений, ток подогрева, сварочный ток, ширина линии сплавления.

Для цитирования:

О влиянии тока подогрева на прочность соединений при контактной рельефной сварке / С. М. Фурманов, Д. Н. Юманов, Д. И. Якубович, С. Н. Емельянов, Е. М. Королёв // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 87–95.

Abstract

The studies established patterns of the effect of preheating current on the magnitude of axial travel of a movable electrode used to determine the degree of projection preheating and the beginning moment of increase in power from preheating to welding. It is proposed to use the magnitude of electrode travel as a criterion for the formation of a high-quality joint in the process of resistance projection welding with programmed power control. The obtained time dependencies of the pull-off force during testing of welded joints showed that at an optimal preheating current equal to 45 %...55 % of the welding current, a welded joint is formed that has consistently high mechanical properties. Dependencies of the fusion line width showed that an increase in the preheating current contributes to a more rapid formation of the fusion line at the welding stage.

Keywords:

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

For citation:

On the effect of preheating current on strength of joints during resistance projection welding / S. M. Furmanov, D. N. Yumanov, D. I. Yakubovich, S. N. Emelyanov, E. M. Korolev // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 87–95.

Разработанная система программного управления (СПУ) мощностью с жестким заданием параметров режима контактной рельефной сварки (КРС) позволяет эффективно наладить процесс работы с ЭВМ [1–3]. Виртуальный блок цикла в программной среде LabVIEW осуществляет задание временных интервалов циклограммы КРС (рис. 1), а также регулирование мощности [4]. Табличные сигналы, снятые с датчиков

в процессе сварки, и адаптация их в виде графических временных зависимостей позволяют анализировать параметры режима сварки, а также оценивать влияние каждого из параметров на качество сварных соединений. На основе анализа сигналов системы возможна корректировка режимов сварки с целью стабилизации механических свойств соединений [5].

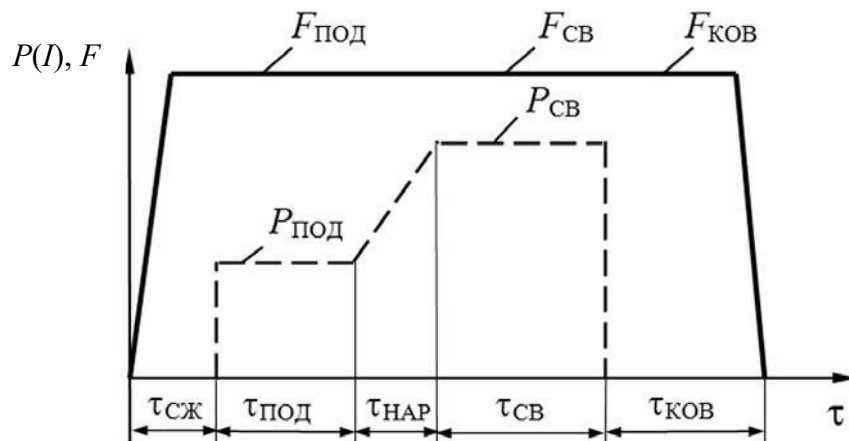


Рис. 1. Циклограмма рельефной сварки с программным управлением мощностью

Мощность $P_{\text{под}}$ (ток $I_{\text{под}}$) и усилие сжатия электродов $F_{\text{под}}$ при подогреве оказывают решающее влияние на плавность прохождения последующего этапа сварки и формирование качественного соединения. При подогреве происходит определенное перемещение подвижного электрода, связанное с начальной деформацией рельефа, которое можно использовать для определения момента начала нарастания мощности от подогрева $P_{\text{под}}$ к сварке $P_{\text{св}}$ (ток $I_{\text{св}}$) [2].

В процессе рельефной сварки пластины толщиной 4 мм (сталь СтЗпс) с винтом М8 с потайной головкой (ГОСТ 17475–80) задавались следующие параметры режима: время протекания тока подогрева $\tau_{\text{под}} = 0,3$ с; время нарастания тока $\tau_{\text{нар}} = 0,2$ с; время про-

текания сварочного тока $\tau_{\text{св}} = 0,2$ с; величина сварочного тока $I_{\text{св}} = 19...20$ кА; усилие сжатия при подогреве, сварке и проковке $F_{\text{под}} = F_{\text{св}} = F_{\text{ков}} = 7900$ Н; время предварительного сжатия и проковки $\tau_{\text{сж}} = \tau_{\text{ков}} = 0,5$ с. С целью регулирования степени разогрева межэлектродной зоны изменялась величина тока подогрева $I_{\text{под}} = 6; 7,5; 10; 12$ кА. Влияние тока подогрева на мощность P сварки показано на рис. 2.

При токе $I_{\text{под}} = 6$ кА перемещение электрода за время подогрева $\tau_{\text{под}}$ составляло $h_{\text{эл.под}} = 20...48$ мкм, при выходе на сварочный ток $I_{\text{св}}$ появлялись сильные выплески расплавленного металла, что свидетельствует о большой плотности сварочного тока и неэффективности подогрева (рис. 3, ряд 1).

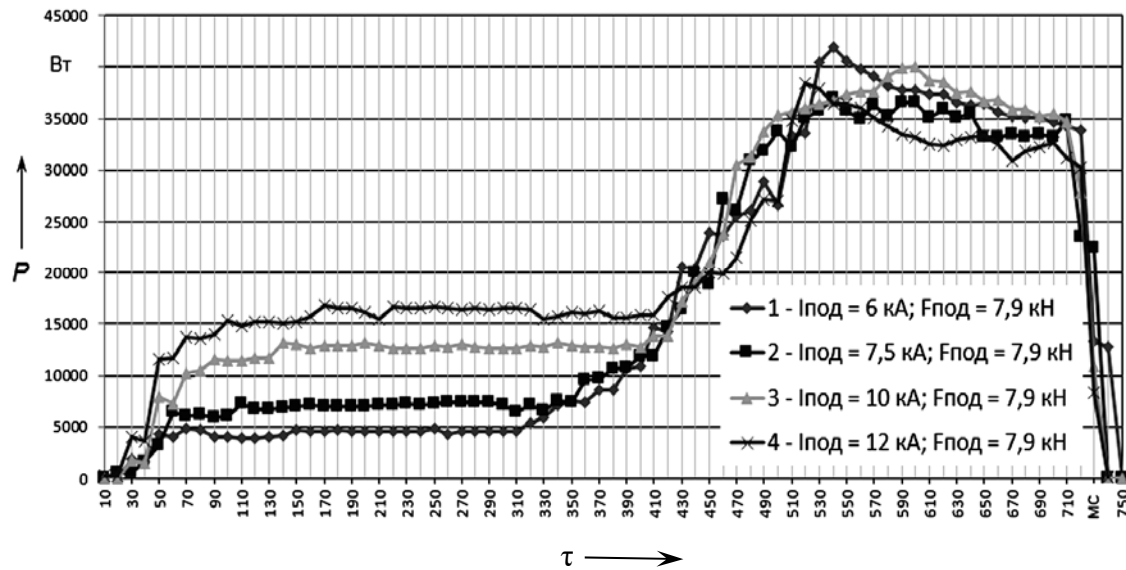
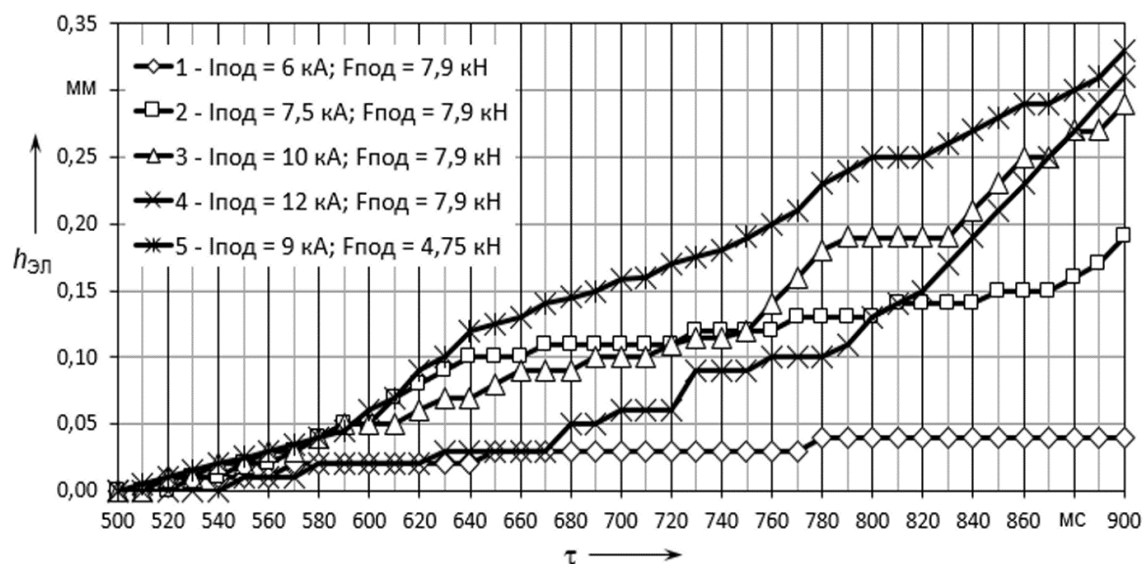


Рис. 2. Влияние тока подогрева на мощность сварки

Рис. 3. Влияние тока подогрева $I_{\text{под}}$ на перемещение электрода на стадии подогрева

При токе подогрева $I_{\text{под}} = 7,5$ кА перемещение электрода составляло $h_{\text{эл.под}} = 32 \dots 56$ мкм, также наблюдались выплески расплавленного металла, что свидетельствует о недостаточной деформации рельефа на стадии подогрева (см. рис. 3, ряд 2). При этом среднее усилие на отрыв образцов составило $F_{\text{отр}} = 19,45$ кН при разбросе значений от 16,13 до 22,74 кН.

При оптимальном токе подогрева

$I_{\text{под}} = 10$ кА (45 %...55 % от сварочного тока $I_{\text{св}}$) перемещение электрода составило $h_{\text{эл.под}} = 80 \dots 260$ мкм при исключении появления выплесков, что свидетельствует об оптимальных параметрах подогрева (см. рис. 3, ряд 3). При этом среднее усилие на отрыв образцов составило $F_{\text{отр}} = 25,23$ кН при разбросе значений от 20,16 до 31,5 кН. Таким образом, все образцы, сваренные на данном режиме, обеспечивают

необходимое значение усилия на отрыв 19,5 кН для класса прочности винтов 5.6 согласно ГОСТ 1759.4–87.

При токе подогрева $I_{\text{под}} = 12$ кА перемещение электрода составляло $h_{\text{эл.под}} = 180...325$ мкм, что свидетельствует о чрезмерном нагреве и деформации рельефа на стадии подогрева, быстром увеличении площади контакта деталей, снижении плотности тока на стадии сварки и возможном снижении прочности соединения (см. рис. 3, ряд 4).

Для определения влияния усилия сжатия электродов при подогреве током $I_{\text{под}} = 9$ кА на процесс тепловыделения в зоне сварки усилие было снижено до $F_{\text{под}} = F_{\text{св}} = 4750$ Н (см. рис. 3, ряд 5). При этом в процессе сварки наблюдались сильные выплески расплавленного металла. Перемещение электрода при подогреве составляло $h_{\text{эл.под}} = 56...250$ мкм, что свидетельствует о нестабильности процесса тепловыделения. При этом среднее усилие на отрыв образцов со-

ставляло $F_{\text{отр}} = 24,8$ кН при разбросе значений от 21,06 до 27,26 кН. Сварное соединение обеспечивает усилие отрыва не менее 19,5 кН, но имеет плохой внешний вид.

Перемещение электрода при подогреве $h_{\text{эл.под}}$ оказывает влияние на дальнейшее его перемещение на стадии сварки $h_{\text{эл.св}}$. При токах $I_{\text{под}} = 6; 7,5; 10$ кА наблюдается рост перемещения $h_{\text{эл.св}} = 1,6; 2,2; 2,5$ мм соответственно (рис. 4, ряд 1–3). Однако при токе $I_{\text{под}} = 12$ кА наблюдается снижение перемещения до $h_{\text{эл.св}} = 2$ мм, что объясняется значительным увеличением площади контакта рельефа с деталью на стадии подогрева и уменьшением плотности тока на стадии сварки (см. рис. 4, ряд 4).

При снижении усилия до $F_{\text{под}} = F_{\text{св}} = 4750$ Н за счет увеличения тепловыделения на контактных сопротивлениях наблюдается рост перемещения до $h_{\text{эл.св}} = 2,25$ мм.

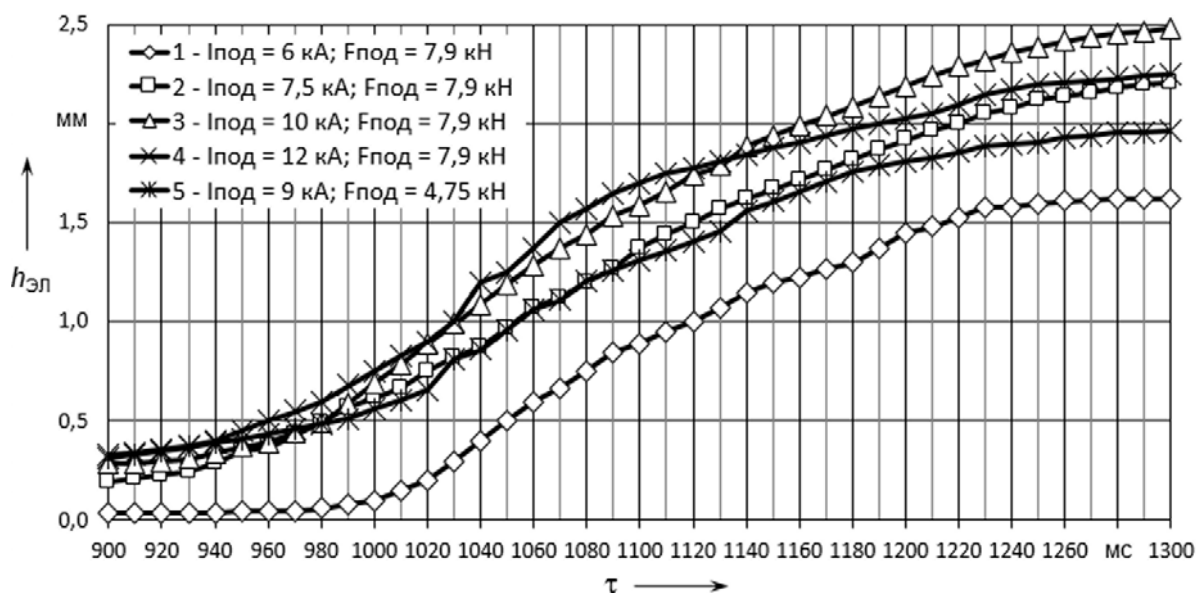


Рис. 4. Влияние тока подогрева $I_{\text{под}}$ на перемещение электрода на стадии сварки

Влияние времени протекания сварочного тока $\tau_{\text{св}}$ и энергии тепловложения $Q_{\text{э}}$ на величину перемещения подвижного электрода $H_{\text{эл}}$ и ширину

линии сплавления $H_{\text{лс}}$ исследовалось при следующих параметрах режима: $\tau_{\text{под}} = 0,3$ с; $\tau_{\text{нар}} = 0,2$ с; $I_{\text{св}} = 19...20$ кА; усилие сжатия электродов $F_{\text{под}} = F_{\text{св}} =$

$= F_{\text{ков}} = 7900$ Н. Исследования проводились для двух серий образцов для токов подогрева $I_{\text{под1}} = 7,5$ кА и $I_{\text{под2}} = 9$ кА. При сварке каждой серии образцов изменялось время протекания сварочного тока $\tau_{\text{св}}$, которое задавалось равным 0; 0,05; 0,1; 0,15 и 0,2 с.

Графики зависимости перемещения подвижного электрода $H_{\text{эл}}$, энергии тепловложения $Q_{\text{ээ}}$, ширины линии сплавления $H_{\text{лс}}$ и усилия на отрыв $F_{\text{отр}}$ при механических испытаниях в зависимости от времени протекания сварочного тока $\tau_{\text{св}}$ представлены на рис. 5–8 соответственно.

При $\tau_{\text{под}} = 0,3$ с, $\tau_{\text{нар}} = 0,2$ с, $\tau_{\text{св}} = 0$ с (в момент после подогрева и нарастания мощности до максимальной) в зону сварки вложена энергия $Q_{\text{ээ1}} = 6890$ Дж, $Q_{\text{ээ2}} = 8120$ Дж для токов подогрева $I_{\text{под1}} = 7,5$ кА и $I_{\text{под2}} = 9$ кА соответственно (см. рис. 6). Образовавшаяся линия сплавления $H_{\text{лс}}$ не превышала 0,3 мм, в отдельных случаях полностью отсутствовала (см. рис. 7) [6]. Возникший непровар свидетельствует о ещё недостаточном разогреве металла

соединения, однако увеличение энергии $Q_{\text{ээ}}$, вложенной на данном этапе, существенно влияет на дальнейший ход процесса сварки и значительно повышает усилие на отрыв $F_{\text{отр}}$ образцов при механических испытаниях (см. рис. 8).

При задании энергии тепловложения в процессе КРС величина осевого перемещения подвижного электрода $H_{\text{эл}}$ использовалась как критерий образования качественного соединения. Как показали эксперименты, средняя величина перемещения $H_{\text{эл}}$ имеет прямую взаимосвязь со средним значением энергии тепловложения $Q_{\text{ээ}}$ в зону соединения (см. рис. 5 и 6) [7].

Графики временных зависимостей ширины линии сплавления $H_{\text{лс}}$ (см. рис. 7) показывают, что ширина линии сплавления сварного соединения увеличивается пропорционально увеличению времени протекания сварочного тока [7]. При этом увеличение тока подогрева способствует более быстрому формированию линии сплавления.

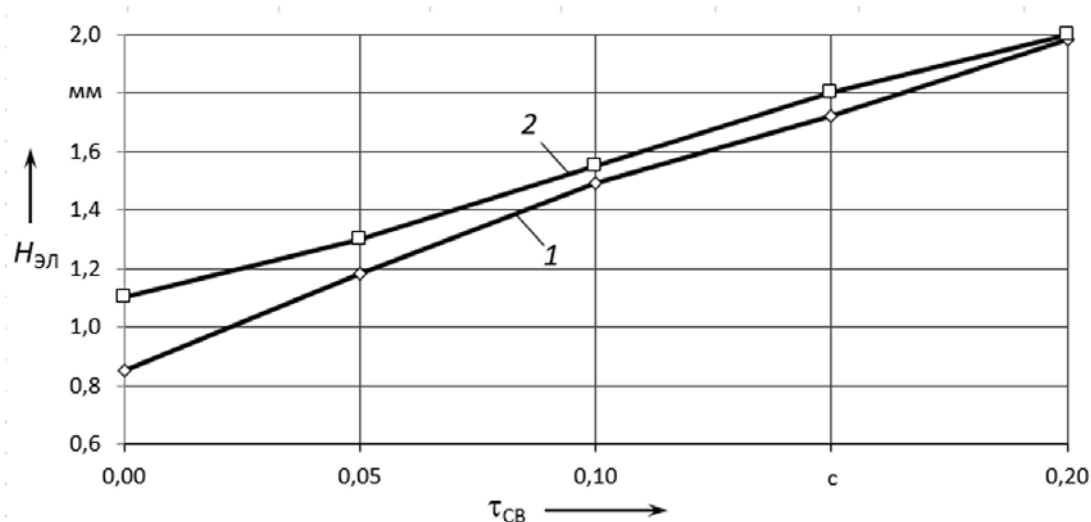


Рис. 5. График зависимости перемещения подвижного электрода $H_{\text{эл}}$ от времени протекания сварочного тока $\tau_{\text{св}}$: 1 – $I_{\text{под1}} = 7,5$ кА; 2 – $I_{\text{под2}} = 9$ кА

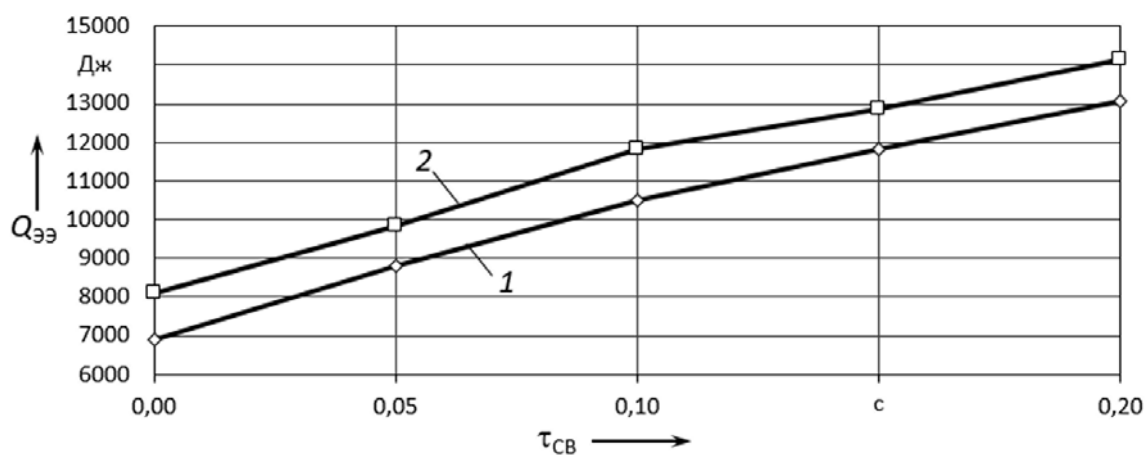


Рис. 6. Зависимость энергии тепловложения $Q_{эз}$ от времени протекания сварочного тока $\tau_{св}$:
 1 – $I_{под1} = 7,5$ кА; 2 – $I_{под2} = 9$ кА

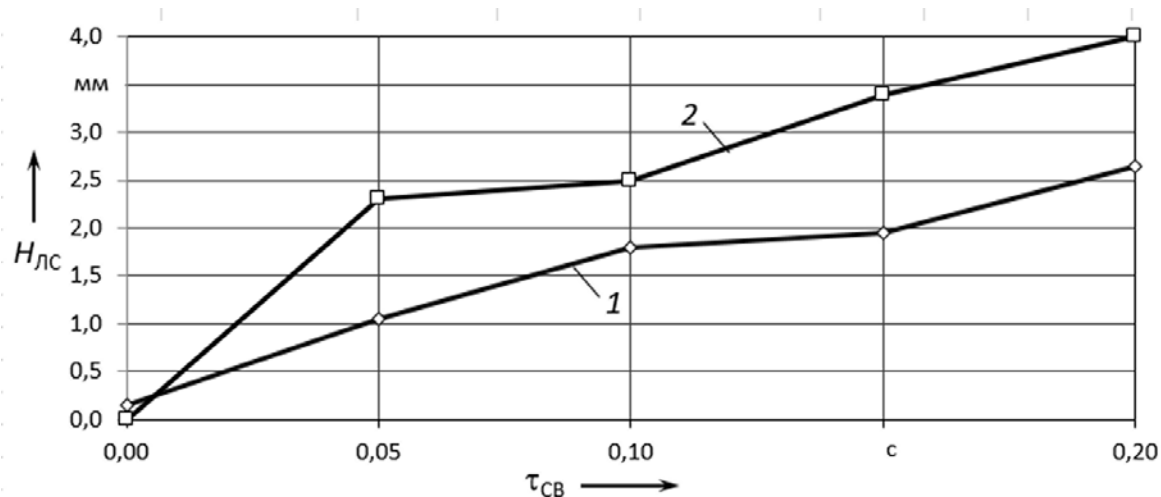


Рис. 7. График зависимости ширины линии сплавления $H_{лс}$ от времени протекания сварочного тока $\tau_{св}$: 1 – $I_{под1} = 7,5$ кА; 2 – $I_{под2} = 9$ кА

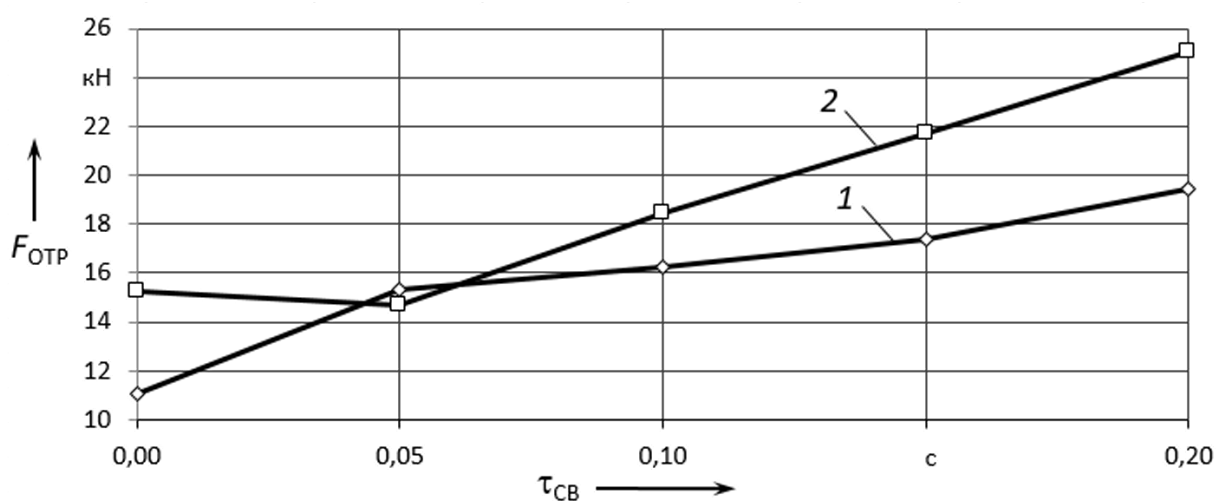


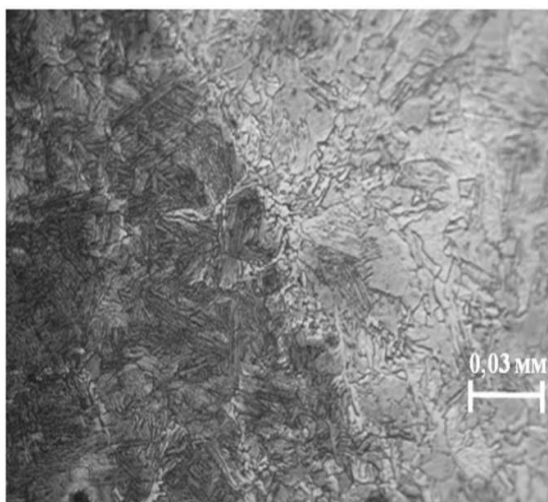
Рис. 8. График зависимости усилия на отрыв при испытаниях $F_{отр}$ от времени протекания сварочного тока $\tau_{св}$: 1 – $I_{под1} = 7,5$ кА; 2 – $I_{под2} = 9$ кА

Для всех образцов проводились механические испытания на отрыв в соответствии с ГОСТ 6996–66. Сварные соединения, выполненные рельефной сваркой, испытывали на отрыв статическим продавливанием образца. Графики зависимостей усилия на отрыв при испытаниях сварных соединений (см. рис. 8) показали, что увеличение времени протекания сварочного тока приводит к образованию более качественного сварного соединения, обладающего высокими механическими свойствами [5]. При этом увеличение тока подогрева от $I_{\text{под}1} = 7,5$ кА до $I_{\text{под}2} = 9$ кА позволило при $\tau_{\text{св}} = 0,2$ с

увеличить среднее усилие на отрыв от $F_{\text{отр}1} = 19,45$ кН до $F_{\text{отр}2} = 25,05$ кН. Следовательно, режимы технологического процесса сварки данных соединений можно считать подходящими для получения качественных соединений.

При максимальной энергии тепловложения в изделие ($\tau_{\text{св}} = 0,2$ с), составившей $Q_{\text{ээ}1} = 13050$ Дж и $Q_{\text{ээ}2} = 14157$ Дж для двух режимов сварки ($I_{\text{под}1} = 7,5$ кА и $I_{\text{под}2} = 9$ кА), максимально достигнутая ширина линии сплавления составила соответственно $H_{\text{лс}1} = 3,2$ мм и $H_{\text{лс}2} = 4,4$ мм (рис. 9).

а)



б)



Рис. 9. Линия сплавления сварного соединения при времени $\tau_{\text{св}} = 0,2$ с, увеличение $\times 640$: а – $I_{\text{под}1} = 7,5$ кА; б – $I_{\text{под}2} = 9$ кА

Таким образом, произведена экспериментальная оценка влияния тока подогрева на формирование качественных сварных соединений, получаемых контактной рельефной сваркой. Применение системы программного управления мощностью тепловложения положительно сказывается на механических свойствах Т-образных сварных соединений.

Выводы

1. Установлены закономерности влияния тока подогрева на величину перемещения подвижного электрода, которое используется для определения степени разогрева рельефа и момента начала нарастания мощности от подогрева к сварке; при оптимальном токе подогрева $I_{\text{под}}$ (45 %...55 % от сварочного тока $I_{\text{св}}$) перемещение $h_{\text{эл.под}}$ составля-

ет 80...260 мкм, что способствует снижению вероятности появления выплесков при дальнейшем увеличении тока и стабилизации механических свойств соединений. Диапазон значений усилий на отрыв составляет от 20,16 до 31,5 кН, что соответствует ГОСТ 1759.4–87, регламентирующему значение усилия отрыва более 19,5 кН для класса прочности винтов 5.6.

2. При задании энергии тепловложения в процессе КРС величина осевого перемещения подвижного электрода $H_{эл}$ использовалась как критерий образования качественного соединения. Определена взаимосвязь перемещения $H_{эл}$ с энергией тепловложения $Q_{ээ}$ в зону соединения.

3. Графики временных зависимостей усилия на отрыв при испытаниях сварных соединений показали, что увеличение тока подогрева от $I_{под1} = 7,5$ кА

до $I_{под2} = 9$ кА позволило при $\tau_{св} = 0,2$ с увеличить среднее усилие на отрыв от $F_{отр1} = 19,45$ кН до $F_{отр2} = 25,05$ кН. Следовательно, режимы технологического процесса сварки данных соединений можно считать подходящими для получения качественного сварного соединения.

4. Произведена экспериментальная оценка влияния тока подогрева на формирование качественных сварных соединений, получаемых контактной рельефной сваркой. Показано, что увеличение тока подогрева способствует более быстрому формированию линии сплавления.

5. Подтверждено, что применение системы программного управления мощностью при рельефной сварке положительно сказывается на стабильности механических свойств получаемых Т-образных соединений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Климов, А. С.** Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества / А. С. Климов. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 216 с.
2. **Фурманов, С. М.** Пути совершенствования термдеформационных циклов контактной точечной и рельефной сварки: монография / С. М. Фурманов. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2019. – 274 с.
3. Аппаратная реализация корректирующей системы регулирования мощности тепловложения при контактной рельефной сварке / С. М. Фурманов [и др.] // Сварка и диагностика. – 2018. – № 5. – С. 35–40.
4. Компьютерное управление процессом контактной сварки с помощью среды графического программирования LabVIEW / С. М. Фурманов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 2. – С. 54–62.
5. О влиянии параметров режима контактной рельефной сварки с программным управлением мощностью тепловложения на стабильность прочностных показателей соединений / Д. Н. Юманов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2020. – № 3. – С. 118–129.
6. **Россошинский, А. А.** Металлография сварных швов / А. А. Россошинский. – Москва: Машгиз, 1961. – 207 с.
7. О влиянии энергии тепловложения на ширину линии сплавления Т-образных соединений при рельефной сварке с программным управлением / С. М. Фурманов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2021. – № 4. – С. 88–95.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

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

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

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

Светозар Николаевич Емельянов, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-62-25-69. E-mail: e_svetozar@mail.ru.

Егор Михайлович Королёв, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-445-98-48-86. E-mail: egorchik2000.com@gmail.com.

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

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

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

Svetozar Nikolayevich Emelyanov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Tel.: +375-296-62-25-69. E-mail: e_svetozar@mail.ru.

Egor Mikhailovich Korolev, student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-445-98-48-86. E-mail: egorchik2000.com@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_96

УДК 629.113

А. В. Юшкевич, М. Л. Петренко, С. Ю. Билык, А. А. Мельников

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ И МЕХАНИЗМОВ ДВУХКОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

A. V. Yushkevich, M. L. Petrenko, S. Y. Bilyk, A. A. Melnikov

DEVELOPMENT OF A TEST BENCH FOR BRAKING SYSTEMS AND MECHANISMS OF TWO-WHEELED VEHICLES

Аннотация

Увеличение количества мотоциклов, мопедов и мотороллеров на дорогах общего пользования влечет за собой увеличение количества дорожных происшествий с их участием. Мотоциклы из-за своей конструкции являются склонными к опрокидыванию, падению при начале скольжения и в процессе торможения, что приводит к потере управляемости и устойчивости.

Для повышения безопасности движения мотоциклов и других двухколесных транспортных средств требуется разработка систем безопасности. Такими системами активной безопасности должны выступать системы, использующие в качестве источников информации силовые источники информации для работы алгоритмов управления систем. К источникам информации о дорожных условиях относятся: силовые факторы, тормозное усилие, величина боковых сил, нормальные реакции в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Разработка новых антиблокировочных систем и их усовершенствованных алгоритмов управления на силовых факторах требует целого ряда стендовых и дорожных испытаний с воссозданием и реализацией с помощью стенда дорожных условий, которые соответствуют дорожным режимам проведения испытаний.

Ключевые слова:

стенд, роликовый стенд, испытание мотоцикла, испытание тормозной системы, пьезометрический датчик, тензометрический датчик, процесс торможения, датчик боковых сил, нормальные реакции, электродвигатель, частота вращения, стендовые испытания, тяговая сила, тормозная сила.

Для цитирования:

Разработка стенда для испытания тормозных систем и механизмов двухколесных транспортных средств / А. В. Юшкевич, М. Л. Петренко, С. Ю. Билык, А. А. Мельников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 96–107.

Abstract

An increase in the number of motorcycles, mopeds and scooters on public roads entails an increase in road accidents with their involvement. Due to their design, motorcycles are prone to tipping over and falling down when they start to slide during braking, leading to the loss of control and stability.

The development of safety systems is required to improve safety of motorcycles and other two-wheeled vehicles. These systems of active safety are those using force sources of information as the information source for the system control algorithms to operate. The sources of information about road conditions include force factors, braking force, lateral forces, normal reactions in the contact patch between the wheel and the road surface.

The development of new anti-lock braking systems and their improved algorithms of control based on force factors requires a number of bench and road tests with the test bench creating and implementing road conditions, which correspond to road conditions of conducting tests.

Keywords:

test bench, roller test bench, motorcycle test, braking system test, piezometric sensor, strain gauge, braking process, lateral force sensor, normal reactions, electric motor, speed of rotation, bench testing, traction force, braking force.

For citation:

Development of a test bench for braking systems and mechanisms of two-wheeled vehicles / A. V. Yushkevich, M. L. Petrenko, S. Y. Bilyk, A. A. Melnikov // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 96–107.

Введение

Безопасность движения двухколесных транспортных средств обуславливается конструктивными параметрами, оказывающими влияние на пассивную безопасность и активные системы безопасности, обеспечивающими помощь водителю мотоцикла в процессе управления и контроль за поведением транспортного средства в ходе торможения. От конструктивных параметров зависят точки расположения датчиков для снятия силовых параметров, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

С целью повышения уровня исследований систем активной безопасности потребовалась разработка измерительного стенда, который позволил бы максимально приблизить моделирование стендовых испытаний к дорожным условиям с возможностью имитации условий процесса торможения при криволинейном движении. При криволинейном движении происходит поворот рулевого колеса и наклон корпуса мотоцикла. На поведение мотоцикла влияют также его геометрические параметры. При наклоне корпуса мотоцикла увеличивается вероятность срыва колеса в боковом направлении при торможении. Важной задачей при моделировании процесса торможения на стенде является обеспечение возможности перераспределения нормальных сил, действующих на колеса мотоцикла. Для этого требуется обеспечить возможность колебания масс мотоцикла относительно точки закрепления.

На устойчивость мотоцикла при движении, в процессе разгона и торможения существенное влияние оказывают его геометрические параметры. Наклон передней вилки, расположение

центра масс мотоцикла, жесткость и упругость передней и задней подвески влияют на раскачивание и перераспределение нормальных сил. Существует ряд систем активной безопасности, работающих на принципе управления геометрическими параметрами для повышения устойчивости мотоцикла [2].

К пассивным мерам безопасности относятся конструктивные параметры геометрии двухколесных транспортных средств, влияющих на устойчивость мотоцикла при движении. Основные геометрические параметры мотоцикла представлены на рис. 1.

Вылет вилки мотоцикла зависит от угла наклона рулевой колонки. Путем изменения угла наклона рулевой колонки и вылета передней вилки мотоцикла возможно изменение коэффициента управляемости.

На устойчивость мотоцикла оказывают влияние база мотоцикла и вылет. Соотношение данных параметров влияет на коэффициент устойчивости R , который вычисляется по формуле [1]

$$R = C / (L + C) \cdot 100 \%. \quad (1)$$

Взаимосвязь между геометрическими параметрами мотоцикла и коэффициентом устойчивости характеризует класс мотоцикла, обуславливающий дорожные условия эксплуатации и стиль вождения, и представлена в табл. 1.

Геометрические параметры также влияют на расположение центра масс двухколесного мотоцикла и посадку водителя. Увеличение колесной базы приводит к снижению вероятности возникновения опрокидывания мотоцикла через руль. При этом при рассмотрении конструктивных параметров двухколесных транспортных средств следует учи-

тывать их влияние на источники информации о нормальных реакциях, ве-

личины боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

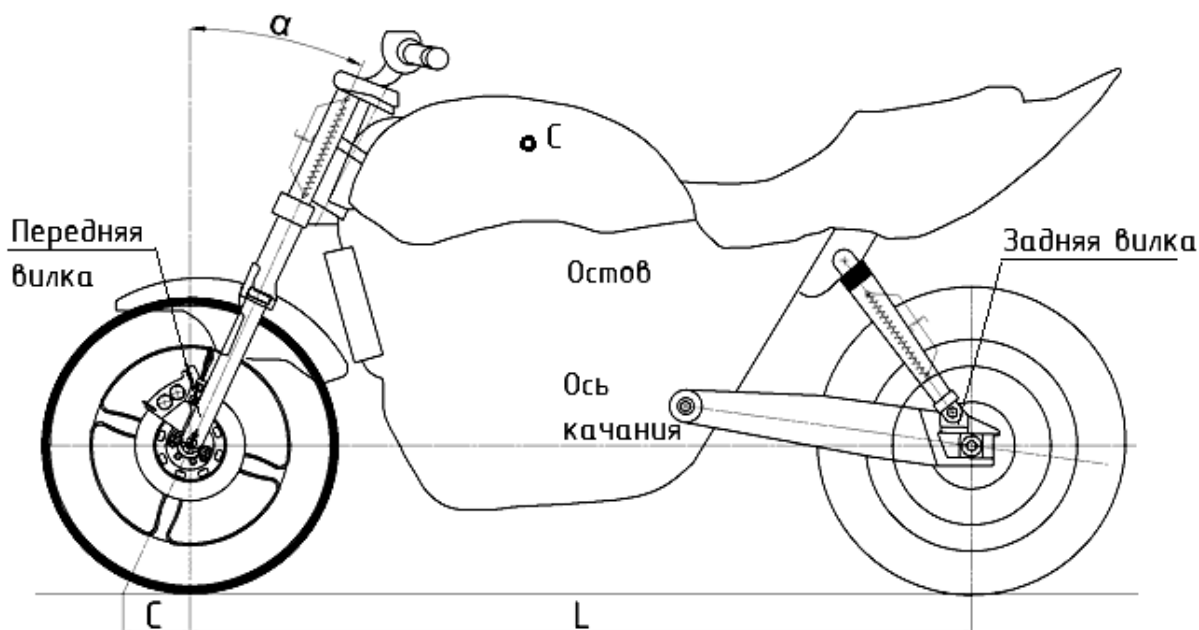
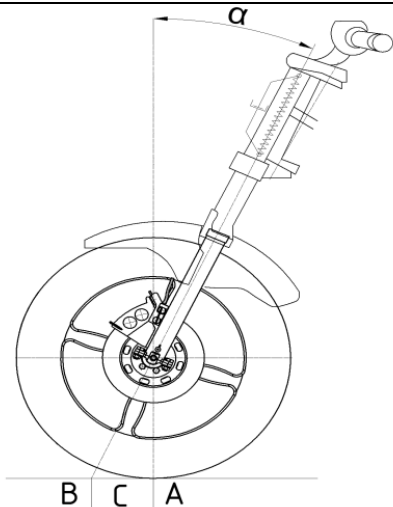
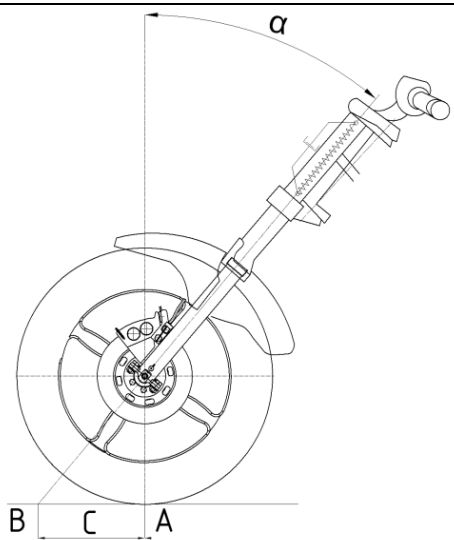


Рис. 1. Основные геометрические параметры мотоцикла: L – база мотоцикла; C – вылет; α – угол наклона рулевой колонки

Табл. 1. Взаимосвязь между геометрическими параметрами мотоцикла и коэффициентом устойчивости

Класс мотоцикла	Вылет C , мм	R , %	Схема передней вилки
Спортбайк	85...100	5,5...6	Схема передней вилки, показывающая угол α и точки A, B, C на оси.

Окончание табл. 1

Класс мотоцикла	Вылет C , мм	R , %	Схема передней вилки
Классик	100...110	6...7	
Круизер	130...150	< 7	

Согласно правилам ЕЭК № 13 [3] и принятым в 2012 г. законам все мотоциклы, оснащенные двигателями объемом 125 см^3 и выше, должны иметь антиблокировочные системы. Разработка и совершенствование алгоритмов управления САБ с применением источников информации на первичных факторах, в качестве которых выступают тормозное усилие, величина боковых сил, нормальные реакции, реализуемые в пятне контакта колеса с опорной поверхностью [4–6], и модернизация систем, функционирующих на основе источников информации о силовых факторах, требует проведения широкого

перечня испытаний с анализом полученных результатов.

Для проведения исследований САБ, тормозной системы и рабочих тормозных устройств требуется замерить множество параметров. При стендовых испытаниях определяют тормозной момент, приводное усилие, действующее на тормозные колодки испытуемого тормозного механизма, давление в гидравлическом приводе тормозного механизма, температуру тормозных накладок, частоту вращения тормозного диска. Для определения, измерения и отслеживания контролируемых параметров тормозной системы и системы активной

безопасности мотоцикл и разрабатываемый стенд оснащаются всеми необходимыми датчиками. Стенд исследования

тормозных систем, механизмов и систем активной безопасности мотоциклов представлен на рис. 2.

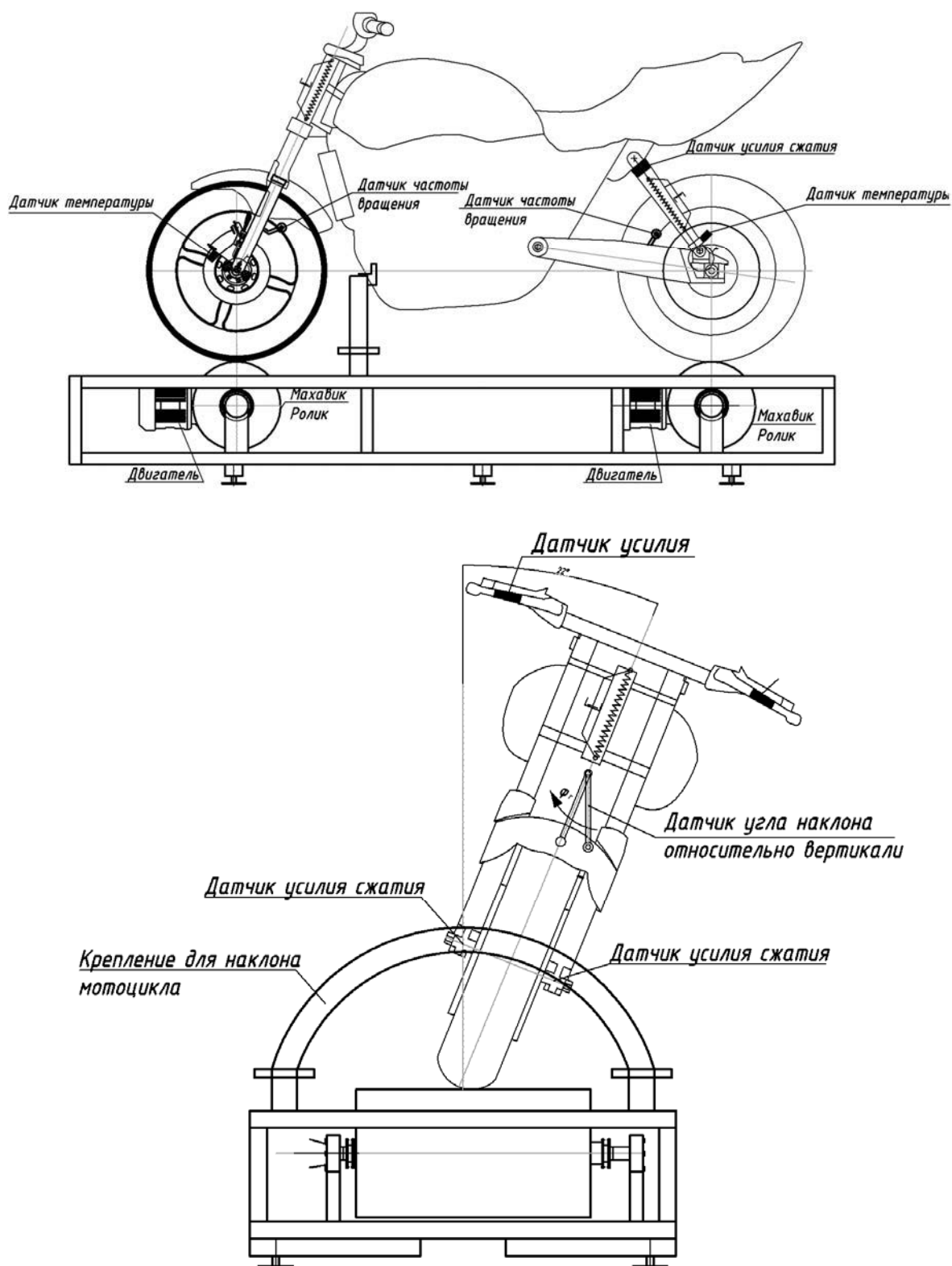


Рис. 2. Стенд исследования тормозных систем, механизмов и систем активной безопасности мотоциклов

Разработан роликовый стенд, который позволяет проводить испытания мотоцикла в процессе торможения и разгона и выполнять наклон мотоцикла на угол 15 град.

С целью измерения и отслеживания параметров мотоцикла (боковых сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, нормальных реакций, частоты вращения колеса), тормозной системы и систем активной безопасности двухколесного транспортного средства на стенде смонтированы следующие датчики.

Датчик частоты вращения – отслеживает частоту вращения колес с точностью до $0,05 \text{ мин}^{-1}$.

Датчик температуры – отслеживает температуру нагрева тормозного диска в процессе торможения, что позволяет проводить контроль температуры с точностью до $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Датчик усилия, установленный на приводной рукоятке и педали заднего тормозного механизма, – отслеживает усилие воздействия, приложенное к приводу тормозного механизма, и момент воздействия на тормозной привод, что в совокупности с остальными датчиками позволяет измерять величину усилия, с которым происходит воздействие на привод, достоверно проводить измерения, обеспечив одинаковое значение в момент измерений, и определять скорость срабатывания тормозного привода замером времени между началом воздействия на орган управления и созданием усилия в тормозном механизме.

Два датчика усилия сжатия, установленные в перьях передней вилки на оси вращения колеса, – отслеживают изменение нормальных сил, действующих на амортизационную вилку. Рассчитаны на 4000 Н.

Датчик усилия сжатия, установленный в крепление амортизатора маятниковой вилки заднего колеса мотоцикла, – отслеживает изменение нормальных сил, действующих на заднее коле-

со. Рассчитан на 10000 Н.

Датчик угла поворота – отслеживает угол поворота передней вилки мотоцикла при криволинейном движении, что позволяет отслеживать угол поворота рулевого колеса.

Крепление для наклона мотоцикла, фиксирующее мотоцикл на стенде за раму мотоцикла, позволяет ему оставаться подвижным, что дает возможность отслеживать перераспределение нормальных нагрузок в процессе торможения и разгона мотоцикла.

На стенде установлены два электродвигателя, подключенные к инвертору и управляемые их частотой вращения с помощью разработанного программного обеспечения.

Отслеживание частоты вращения колес мотоцикла и барабанов стенда индивидуально, дает возможность отслеживать относительное скольжение в пятне контакта за счет отношения частоты вращения приводящего во вращение барабана и ведомого колеса, что позволяет с точностью до $0,05 \text{ с}$ замерить момент начала скольжения колеса в пятне контакта.

Двигатели могут работать синхронно и управляться одновременно, могут управляться и работать каждый в своем заданном режиме или же могут работать в режиме, когда один двигатель работает, а второй приводится в действие колесом мотоцикла, вращающимся в приводном режиме.

С помощью двигателя определяется тормозное усилие, возникающее на ролике стенда в процессе торможения, а также мощность и момент, затрачиваемый на раскручивание ролика стенда в тяговом режиме. Мощность двигателя $N = 4,5 \text{ кВт}$, частота вращения $n = 1420 \text{ мин}^{-1}$.

Разработанный стенд оснащается измерительным комплексом сбора и обработки информации, передающим результаты измерения на персональный компьютер. Измерительный блок способен передавать данные на расстоя-

ние до 100 м.

Устройство сбора и обработки информации – основная часть устройства блока измерения и обработки данных. Представляет собой микропроцессорное устройство, основными задачами которого являются:

- 1) формирование необходимых уровней напряжения для питания модулей устройства, а также датчиков;
- 2) обработка показаний датчиков микроконтроллером;
- 3) программная фильтрация показаний датчиков;
- 4) реализация протокола обмена данными между УСОИ и ПК посредством интерфейса UBS2.0 или посредством беспроводного протокола обмена данными на основе радиомодулей.

Устройство содержит 16 аналоговых (А Вх) и 16 цифровых (Ц Вх) входов.

Обработка данных аналоговых входов производится прецизионным, быстродействующим АЦП с высокой разрешающей способностью. Для согласования сигнала, идущего с аналогового датчика к АЦП, используется модуль согласования уровней; для выбора обрабатываемого канала – быстродействующий аналоговый мультиплексор.

Для обработки данных от цифровых датчиков используется встроенная периферия микроконтроллера; для обработки данных со всех 16 цифровых входов – быстродействующая мультиплексорная матрица.

Программа микроконтроллера основана на операционной системе реального времени, благодаря чему микроконтроллер способен параллельно выполнять операции сбора, обработки, фильтрации и передачи данных.

Передача данных возможна посредством высокоскоростного интерфейса передачи данных с помощью беспроводного интерфейса, используя радиомодуль. Дальность связи на открытой местности составляет 100 м.

Питается устройство от сетевого напряжения 220 В/50 Гц либо, при его отсутствии, от автономного источника питания 12 В.

Основное назначение модуля питания – формирование необходимых уровней напряжения, питающих датчики и модули устройства. Также данный модуль выполняет функцию контроля уровня зарядки автономного источника питания.

В качестве источников информации о величине боковых сил и нормальных реакций применяются тензометрические и пьезометрические датчики.

Современные антиблокировочные системы, устанавливаемые на мотоциклы, представляют комплекс устройств, имеющих сложный вычислительный блок управления и гидравлические элементы тормозной системы, в которых применяются дорогостоящие материалы, изготовленные с высокой точностью, что приводит к существенному повышению стоимости транспортных средств, на которые они устанавливаются.

Высокая стоимость блоков управления САБ связана с применением сложных вычислительных устройств, функционирующих на основе алгоритмов на кинематических параметрах.

Применение в алгоритмах управления источников информации о силовых факторах, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью [4–6], в качестве которых выступают величина боковых сил в пятне контакта, нормальные реакции, фактически реализуемый тормозной момент, позволяет повысить быстродействие работы алгоритма управления за счет применения первичных источников информации, которые дают возможность повысить точность принятия решения вырабатываемого управляющего воздействия.

Система обработки данных, получаемых от датчиков, установленных на стенде, позволяет проводить комплексное исследование процесса торможения

и эффективности тормозных систем и механизмов.

Отслеживание времени между воздействием на датчик приводного усилия, установленный на рукоятку тормозного привода тормозной системы, и моментом нарастания тормозного момента, возникающего на ролике тормозного стенда, дает возможность определить скорость срабатывания тормозного привода.

Датчик частоты вращения определяет частоту вращения колеса, установленного на ролик стенда, и позволяет фиксировать момент проскальзывания колеса путем сравнения разницы частоты вращения, определяемой датчиком частоты вращения, и частоты вращения двигателя. Моделирование проскальзывания колеса в процессе торможения дает возможность выполнять проверку работы антиблокировочной системы и других систем активной безопасности. Отслеживание изменения фактически реализуемого тормозного момента и момента проскальзывания колеса позволяет оценивать эффективность рабо-

ты системы активной безопасности и отслеживать изменение величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Величину боковых сил регистрируют датчик изгибающего момента и два датчика усилия, установленные в трубе передней вилки и опирающиеся на ось вращения колеса.

Нагрузочная площадка позволяет задавать необходимую нагрузку для создания различной величины опорных реакций колеса и усилия прижатия передней вилки к оси вращения колеса, которая регистрируется двумя датчиками усилия.

Тормозной роликовый стенд дает возможность проводить исследование сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью с учетом различных значений угла наклона рулевой вилки и угла наклона корпуса мотоцикла до 15 град.

Разработанный стенд исследования систем активной безопасности мотоцикла представлен на рис. 3.

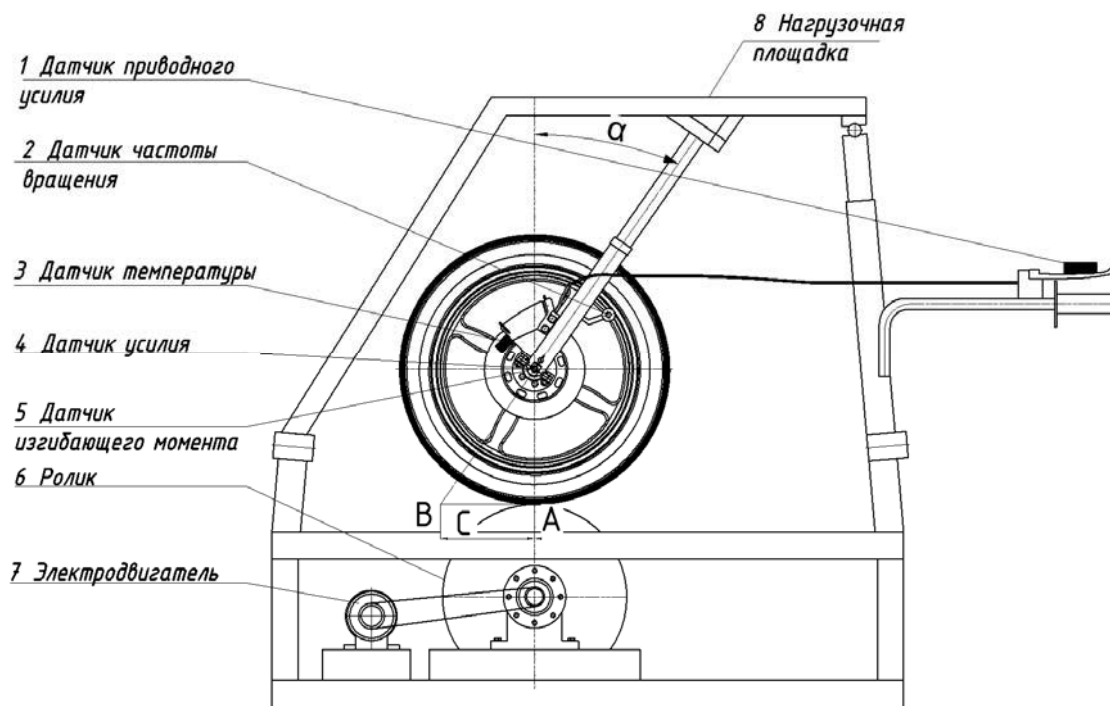


Рис. 3. Разработанный роликовый тормозной стенд для исследования эффективности тормозных систем и механизмов с учетом конструктивных параметров мотоцикла

Эффективность тормозных систем и механизмов на тормозном стенде исследуется путем измерения развиваемого тормозного момента, тормозного усилия, боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью ролика стенда, и скорости срабатывания тормозного привода тормозных устройств.

Стенд позволяет определить эффективность торможения, величину боковых сил и фактически реализуемый тормозной момент при криволинейном движении путем наклона передней вилки с колесом от вертикали.

Конструкция роликового тормозного стенда дает возможность исследовать влияние расположения тормозного механизма на передней вилке на эффективность торможения и величину боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

На стенде проводятся исследования эффективности гидравлических и механических тормозных систем и устройств. Тормозной роликовый стенд с установленными гидравлической и механической тормозными системами на колесо мотоцикла представлен на рис. 4.



Рис. 4. Тормозной роликовый стенд с установленными гидравлической и механической тормозными системами на колесо мотоцикла: а – роликовый стенд с установленной гидравлической тормозной системой; б – роликовый стенд с установленной механической тормозной системой

Для созданного стенда разработана методика проведения различного вида испытаний для процесса торможения и разгона мотоцикла, позволяющая измерять силы в пятне контакта колеса с опорной поверхностью, выполнять повторные измерения путем контроля

начальных условий испытаний и имитации различных дорожных условий посредством моделирования процесса дорожных испытаний.

Результаты, полученные при моделировании движения мотоцикла, приведены на рис. 5.

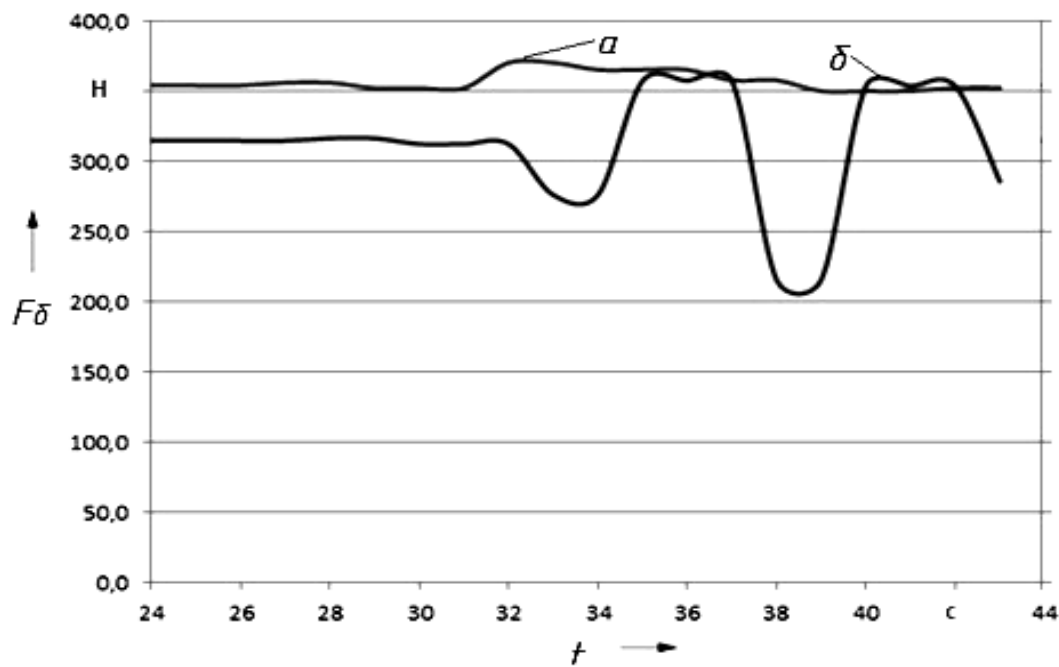


Рис. 5. График боковых сил, полученный при моделировании движения мотоцикла: *а* – прямолинейное движение; *б* – криволинейное движение с проскальзыванием в боковом направлении

На испытательном стенде была проведена серия испытаний, направленная на определение отдельных параметров работы тормозной системы и сил, возникающих в процессе торможения. Примером таких испытаний являются графики величины боковых сил, возникающих в пятне контакта колеса с опорной поверхностью при различном угле наклона корпуса мотоцикла на стенде. На рис. 6 представлены графики, соответствующие углу наклона 1,5 и 2,5 град.

В ходе исследования разрабатываемой системы активной безопасности и тормозной системы мотоцикла, сил в пятне контакта колеса с опорной поверхностью проводятся эксперименты с соблюдением начальных условий начала процесса торможения, с неоднократным повторением начальных параметров процесса для неоднократного повторения процесса с целью сбора данных и подтверждения их достоверности.

Для исследования работы тормозного механизма и разрабатываемой системы активной безопасности стенд совместно с системой сбора информации позволяет проводить испытания, изменяя величину значения одного из параметров, влияющего на работу системы, с точным отслеживанием его значения в зависимости от времени. Измерительная система дает возможность синхронизировать полученные значения по времени относительно момента начала торможения.

При проведении исследования работы тормозных механизмов одним из этапов выполнения испытаний является проверка работы системы активной безопасности, тормозных механизмов штатной тормозной системы, доработанной тормозной системы с установкой элементов антиблокировочной системы, тормозной системы с установленными разработанными механическими тормозными устройствами.

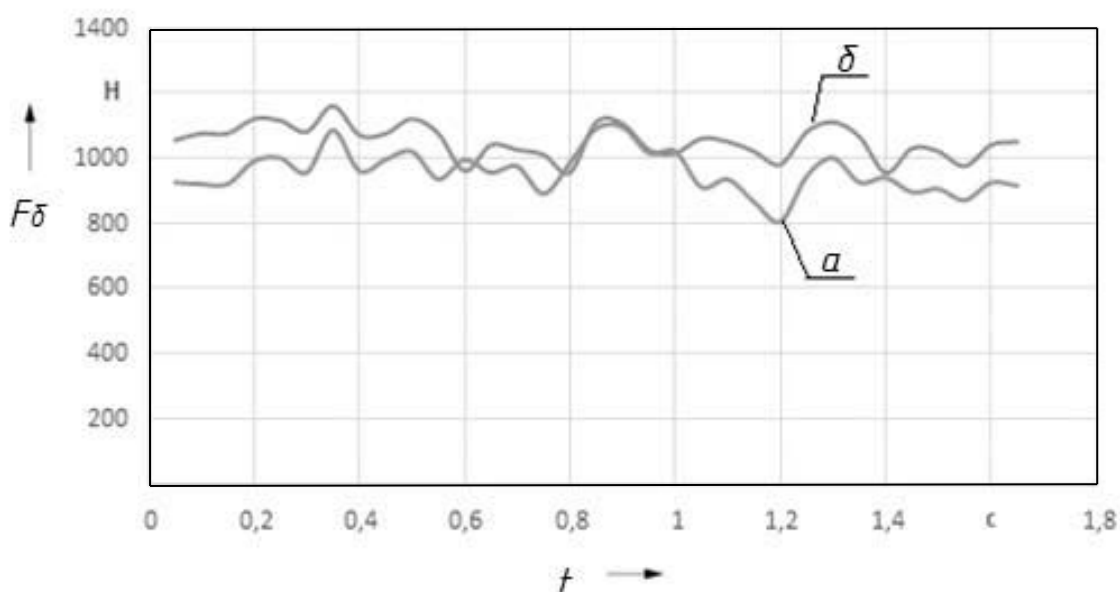


Рис. 6. Графики боковых сил в пятне контакта с опорной поверхностью, полученные при моделировании торможения мотоцикла: α – угол наклона мотоцикла 1,5 град; δ – угол наклона мотоцикла 2,5 град

Были проведены испытания работы штатных тормозных механизмов со штатными тормозными колодками и разработанных механических тормозных устройств при температуре тормозного диска 55 °С...60 °С на момент начала торможения со скорости 60 км/ч. Температура тормозного диска в начале и конце процесса торможения контролируется лазерным датчиком температуры.

Разработанный измерительный роликовый стенд позволяет проводить испытания тормозных систем и механизмов для двухколесных транспортных средств на различные параметры и моделировать различные условия процесса торможения, осуществляя контроль всех необходимых параметров процесса торможения.

Выводы

Разработан измерительный комплекс, состоящий из роликового стенда и блока сбора и обработки информации,

который позволяет:

- осуществлять измерение параметров работы тормозной системы и систем безопасности при проведении дорожных испытаний с передачей данных на расстояние до 100 м;
- располагать мотоцикл под разными углами положения его корпуса;
- проводить измерение сил, действующих на колесо со стороны дорожного покрытия, при различных углах наклона передней вилки колеса.

Это дает возможность проводить испытания, максимально приближенные к реальным дорожным условиям, а также на основе полученных данных разрабатывать и воссоздавать эти условия при проведении стендовых испытаний путем управления работой электродвигателей, приводящих в действие роликовые барабаны стенда, на которых установлен испытываемый мотоцикл.

Созданный стенд позволяет проводить испытания как существующих САБ, так и вновь разработанных.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. ABS наоборот: системы курсовой стабилизации [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.zr.ru/content/articles/364300-abs_naoborot_sistemy_kursovoj_stabilizacii/. – Дата доступа: 11.06.2022.
2. Honda Riding Assist: Motor Anti Roboh dan Bisa Jalan Sendiri [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.otomefia.net/news/honda-riding-assist-motor-anti-roboh-dan-bisa-jalan-sendiri>. – Date of access: 11.06.2022.
3. ГОСТ Р 41.13–99. Правила ЕЭК ООН № 13. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения механических транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – Москва: Изд-во стандартов, 1999. – 46 с.
4. Ким, В. А. Методология создания адаптивных САБ АТС на основе силового анализа: монография / В. А. Ким. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 346 с.
5. Захаров, А. Ю. Исследование динамики колесных машин на стенде с беговыми барабанами / А. Ю. Захаров, В. А. Горелов, Г. О. Котиев // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 7. – С. 9–12.
6. Петренко, М. Л. Теоретические основы создания системы следящего торможения велосипеда «Аист» / М. Л. Петренко, В. А. Ким // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – Вып. 8. – С. 26–29.
7. Система активной безопасности: пат. ВУ 9363 / И. С. Сазонов, В. А. Ким, А. С. Мельников, М. Л. Петренко, А. В. Юшкевич. – Опубл. 22.11.2012.
8. Юшкевич, А. В. Теоретическое обоснование метода диссипации кинетической энергии мотоцикла «Минск» при торможении / А. В. Юшкевич, В. А. Ким // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – 2019. – Вып. 8. – С. 26–29.

Статья сдана в редакцию 15 июня 2022 года

Александр Владимирович Юшкевич, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: alex_bru@mail.ru.

Михаил Леонидович Петренко, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: petrenkoamf@gmail.com.

Софья Юрьевна Билык, преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: Soniabiluk@mail.ru.

Артем Александрович Мельников, аспирант, Белорусско-Российский университет.
E-mail: artem.melnikov502@gmail.com.

Aleksandr Vladimirovich Yushkevich, senior lecturer, Belarussian-Russian University.
E-mail: alex_bru@mail.ru.

Mikhail Leonidovich Petrenko, senior lecturer, Belarussian-Russian University.
E-mail: petrenkoamf@gmail.com.

Sofia Yurievna Bilyk, lecturer, Belarussian-Russian University. E-mail: Soniabiluk@mail.ru.

Artem Aleksandrovich Melnikov, PhD student, Belarussian-Russian University.
E-mail: artem.melnikov502@gmail.com.

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_108

УДК 629.114.2

Э. И. Ясюкович

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

E. I. Yasyukovich

SIMULATION MODELING OF PASSENGER CAR MOTION

Аннотация

Рассматриваются математическая модель и программное обеспечение имитационного моделирования курсового движения легкового автомобиля по дорогам с микро- и макропрофилем. Математическая модель разработана с учетом вертикальной динамики, а программное обеспечение – с учетом отрыва колес от опорной поверхности.

Ключевые слова:

легковой автомобиль, курсовое движение, вертикальная динамика, математическая модель, микро- и макропрофиль, опорная поверхность, управляемые колеса, программное обеспечение, траектория движения, имитационное моделирование.

Для цитирования:

Ясюкович, Э. И. Имитационное моделирование курсового движения легкового автомобиля / Э. И. Ясюкович // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 108–116.

Abstract

The paper considers a mathematical model and software for simulation modeling of passenger car motion on roads with a micro- and macropofile. The mathematical model takes into account vertical dynamics; and the software developed regards the wheels breaking free from the supporting surface.

Keywords:

passenger car, passenger car motion, vertical dynamics, mathematical model, micro- and macropofile, supporting surface, driven wheels, software, motion trajectory, simulation modeling.

For citation:

Yasyukovich, E. I. Simulation modeling of passenger car motion / E. I. Yasyukovich // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 108–116.

Введение

Математическое моделирование курсового движения колесных машин позволяет оценить их функциональные свойства и оптимизировать конструктивные параметры еще на стадии проектирования.

Эффективность колесных машин определяется такими показателями, как скорость движения, маневренность,

курсовая устойчивость и управляемость, которые в значительной степени зависят от параметров их ходовой части, а также упругодиссипативных характеристик подвески и шин. Выбор рациональных значений указанных параметров может быть выполнен с использованием занимающих много времени и требующих значительных средств натурных испытаний. Поэтому в работе для исследования влияния упругодис-

сипативных параметров автомобиля на его курсовую устойчивость управляемого курсового движения предложена методика имитационного моделирования, построенная на основе разработанной математической модели.

В процессе управляемого курсового движения автомобиль испытывает неравномерность нагрузки на шины и элементы подвески, поэтому для повышения точности имитационного моделирования его математическая модель должна содержать дифференциальные уравнения вертикальных, продольно- и поперечно-угловых колебаний остова, а также вертикальных и угловых относительно вертикальной оси колебаний движителей.

Целью работы является разработка методики моделирования управляемого курсового движения легкового автомобиля по недеформируемым опорным поверхностям с микро- и макропрофилем.

Построение математической модели курсового движения автомобиля

Для построения математической модели курсового движения легкового автомобиля были обоснованно выбраны независимые динамические и кинематические параметры, построены расчетные схемы и выполнен вывод соответствующих дифференциальных уравнений.

Математическая модель построена на основе схемы Лагранжа второго рода [1, 4], позволяющей формализовать режимы установившегося и неустойчивого движения автомобиля с управляющими воздействиями водителя на рулевое колесо.

Разработанная математическая модель содержит подсистемы, описывающие имитацию вертикальных и продольно-поперечных колебаний поддрессоренной массы (остова) автомобиля, его курсового движения, а также вертикальных и

угловых колебаний движителей.

Подсистема вертикальных и продольно-поперечных колебаний поддрессоренной массы содержит три дифференциальных уравнения второго порядка для независимых координат: z_c – вертикальные перемещения центра масс; ψ , Φ – углы поворота остова относительно центральных продольной и поперечной осей. В подсистеме курсового движения используются координаты: φ , x_c , y_c – курсовой угол и перемещения центра масс автомобиля по его центральным продольной и поперечной осям. В качестве независимых переменных подсистемы вертикальных и угловых колебаний движителей автомобиля использовались вертикальные перемещения z_1, z_2, z_3, z_4 центров масс колес и угловые перемещения $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$ ободьев относительно вертикальных осей их шин.

Для вывода уравнений курсового движения автомобиля была разработана расчетная схема, приведенная на рис. 1.

На рис. 1 расстояния от центра масс до центров передней оси и заднего моста автомобиля обозначены как l_1 и l_2 ; половина левой и правой ширины колеи передней осей – d_{k1}, d_{k2} , заднего моста – d_{k3}, d_{k4} ; управляемый водителем угол поворота переднего левого колеса – θ_1 . Для обозначения продольных линейных скоростей центров передних левого и правого колес используются переменные v_1, v_2 , левого и правого задних колес – переменные v_3, v_4 .

Проекции линейных скоростей центров колес автомобиля на их продольную и поперечную оси обозначены переменными $\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{x}_3, \dot{y}_3, \dot{x}_4, \dot{y}_4$.

Для обеспечения движения автомобиля без бокового проскальзывания конструкция системы его управляемого движения обеспечивает изменение угла θ_2 поворота переднего правого колеса в зависимости от левого таким об-

разом, чтобы нормали к проекциям средних линий вертикальных плоскостей этих колес на опорной поверхности пересекались в точке O (см. рис. 1). Изменение угла поворота переднего правого колеса автомобиля определяется

по уравнению

$$\theta_2 = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \theta_1}{(d_{k1} + d_{k2}) / (l_1 + l_2)} \operatorname{tg} \theta_1 + 1 \right). \quad (1)$$

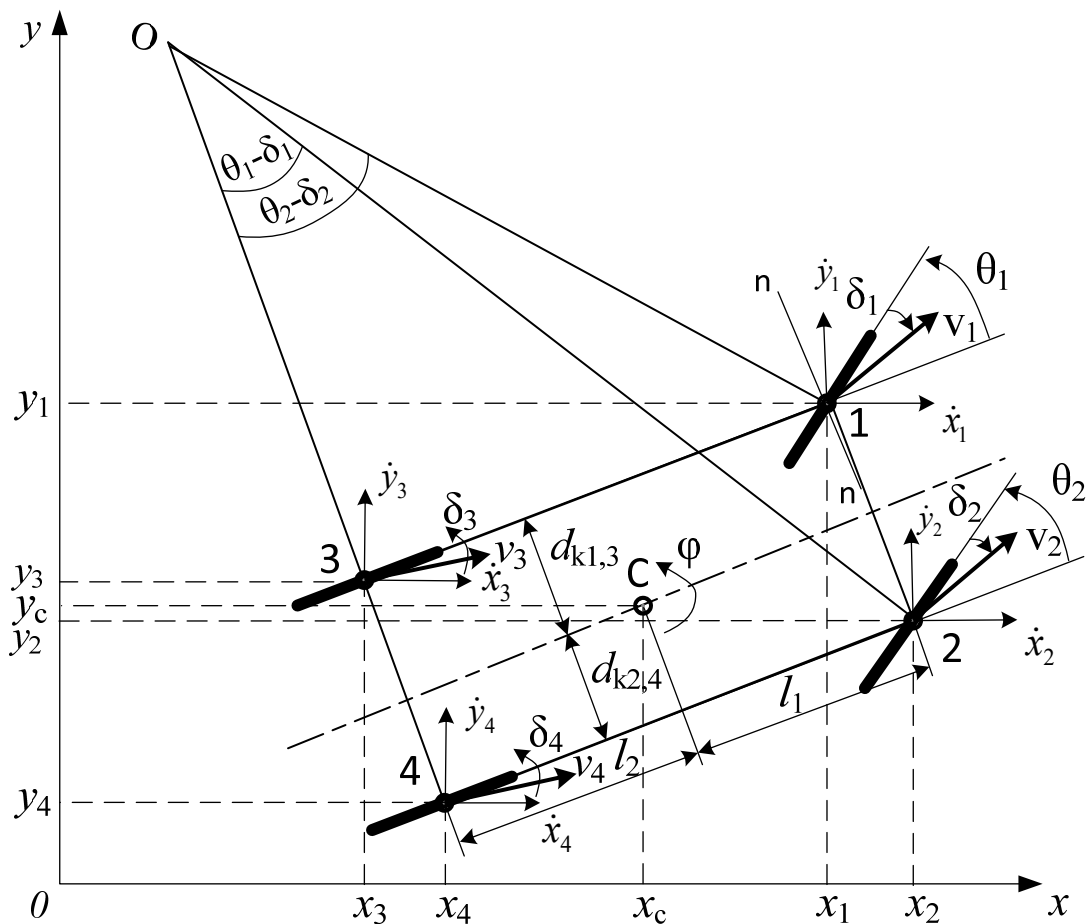


Рис. 1. Расчетная схема курсового движения автомобиля

Для моделирования взаимодействия пневматических шин автомобиля с опорной поверхностью использовалась теория увода Рокара [2, 3], согласно которой на колеса автомобиля действуют пропорциональные углам увода δ_i боковые реакции дороги P_{ki} :

$$P_{ki} = k_{ui} \delta_i, \quad i = 1 \dots 4, \quad (2)$$

где k_{ui} – коэффициент сопротивления боковому уводу шины i -го колеса, зави-

сящий от многих факторов [2, 3].

В связи с этим при интегрировании динамических уравнений курсового движения автомобиля значения коэффициентов k_{ii} необходимо уточнять на каждом шаге времени интегрирования уравнения движения.

Углы увода шин δ_i каждого колеса определялись по составленным уравнениям проекций скоростей $\dot{x}_i$ и $\dot{y}_i$ на нормали n — n их продольных скоростей v_i (см. рис. 1).

Отсутствие бокового проскальзывания колес определялось выражением, описывающим разность этих проекций, которые приравнялись нулю, а затем

дифференцировались по времени. В результате таких преобразований были получены выражения для определения углов увода шин каждого колеса:

$$\left. \begin{aligned} \delta_i &= \varphi + \theta_i - \arctg((\dot{y}_c + \dot{\varphi} l_1 \cos \varphi \mp \dot{\varphi} d_i \sin \varphi) / (\dot{x}_c - \dot{\varphi} l_1 \sin \varphi \mp \dot{\varphi} d_i \cos \varphi)), \\ i &= 1, 2; \\ \delta_i &= \varphi - \arctg((\dot{y}_c + \dot{\varphi} l_1 \cos \varphi \mp \dot{\varphi} d_i \sin \varphi) / (\dot{x}_c - \dot{\varphi} l_1 \sin \varphi \mp \dot{\varphi} d_i \cos \varphi)), \\ i &= 3, 4. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Вывод уравнений продольно-поперечных и вертикальных колебаний центра масс автомобиля и вертикальных

колебаний колес выполнен на основе расчетной схемы, представленной на рис. 2.

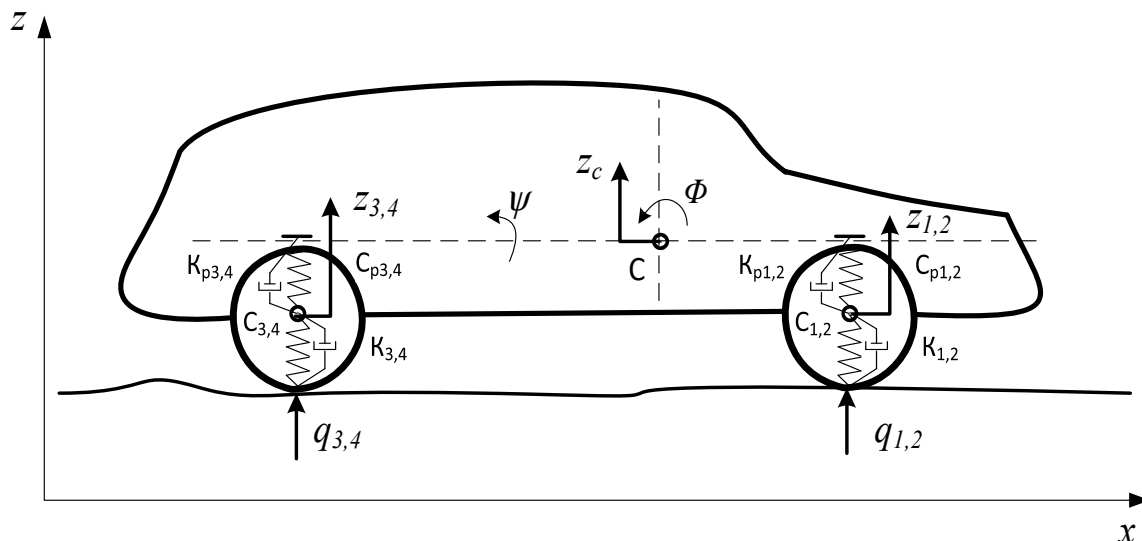


Рис. 2. Расчетная схема вертикальных и продольно-поперечных перемещений автомобиля

Параметры $q_1 \dots q_4$ на рис. 2 представляют собой случайные вертикальные неровности дороги: $c_{p1} \dots c_{p4}$, $k_{p1} \dots k_{p4}$ – жесткости и коэффициенты демпфирования элементов подвески (левой, правой передней и задней); $c_1 \dots c_4$, $k_1 \dots k_4$ – жесткости и коэффициенты демпфирования (левой, правой передней и задней шин).

Полная математическая модель, содержащая уравнения продольно- и поперечно-угловых, а также вертикальных колебаний остова легкового автомобиля, его курсового движения, вертикальных колебаний колес и угловых колебаний шин, имеет вид:

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_c &= \left\{ -\sum_{i=1}^2 \{Y_i \sin(\varphi + \theta_i - \delta_i) + P_{ki} \cos(\varphi + \theta_i - \delta_i)\} - \right. \\
&\quad \left. - \sum_{i=3}^4 \{Y_i \sin(\varphi + \theta_i - \delta_i) + P_{ki} \cos(\varphi + \theta_i - \delta_i)\} \right\} / m; \\
\ddot{y}_c &= \left\{ \sum_{i=1}^2 \{Y_i \cos(\varphi + \theta_i - \delta_i) + P_{ki} \sin(\varphi + \theta_i - \delta_i)\} + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{i=3}^4 \{Y_i \cos(\varphi + \theta_i - \delta_i) + P_{ki} \sin(\varphi + \theta_i - \delta_i)\} \right\} / m; \\
\ddot{\phi} &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^2 \{Y_i [l_1 \cos(\theta_i - \delta_i)] \mp d_i \sin(\theta_i - \delta_i)\} + \\
&\quad + P_{ki} [L_j \sin(\theta_i - \delta_i) \pm d_i \cos(\theta_i - \delta_i)] / J_z; \\
\ddot{z}_c &= \sum_{i=1}^4 \frac{P_{pi}}{m}; \quad \ddot{z}_i = \frac{P_i - P_{pi}}{m_i}, \quad i = 1 \dots 4; \\
\ddot{\Psi} &= \frac{\left[\sum_{i=1}^4 \mp p_i d_i - F_c h_c \right]}{J_x}; \quad \ddot{\Phi} = \sum_{i=1}^4 \frac{P_{i1} l_i + P_{i2} l_2}{J_y}; \\
\delta_i &= \varphi + \theta_i - \arctg \left(\frac{\dot{y}_c + \dot{\phi} l_1 \cos \varphi \mp \dot{\phi} d_i \sin \varphi}{\dot{x}_c - \dot{\phi} l_1 \sin \varphi \mp \dot{\phi} d_i \cos \varphi} \right), \quad i = 1, 2; \\
\delta_i &= \varphi - \arctg \left(\frac{\dot{y}_c - \dot{\phi} l_1 \cos \varphi \mp \dot{\phi} d_i \sin \varphi}{\dot{x}_c + \dot{\phi} l_1 \sin \varphi \mp \dot{\phi} d_i \cos \varphi} \right), \quad i = 3, 4.
\end{aligned} \tag{4}$$

**Моделирование вертикальных
воздействий микропрофиля
опорной поверхности**

Для приближения условий моделирования курсового движения автомобиля к реальным условиям разработанная методика построена с учетом слу-

чайных вертикальных воздействий микропрофиля опорной поверхности, которые моделировались на основе экспоненциально-косинусной корреляционной функции $R(t)$ [5, 6]:

$$R(t) = \sigma^2 e^{-\alpha|t|} \cos(\beta t),$$

где σ – среднее квадратичное отклонение неровности микропрофиля опорной поверхности; α , β – коэффициенты корреляционной связи.

Эти воздействия моделировались по следующему уравнению:

$$q[n] = a_0 x_N[n] + a_1 q[n-1] + b_1 q[n-1] + b_2 q[n-2], \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad (5)$$

где $q[n]$ – n -я координата неровности микропрофиля опорной поверхности; $a_0 = \sigma b_0$; $x_N[n]$ – псевдослучайное число с нормальным законом распределения; $a_1 = \sigma/b_0$;

$$b_0 = \left[\left(c_1 + (c_1^2 - 4c_0^2) \right)^{0,5} \right]^{0,5};$$

$$b_1 = 2e^{-\alpha h} \cos(\beta h);$$

$$b_2 = e^{-2\alpha h};$$

$$c_0 = e^{-\alpha h} (e^{-2\alpha h} - 1) \cos(\beta h);$$

$$c_1 = 1 - e^{-4\alpha h};$$

h – шаг по времени интегрирования дифференциальных уравнений движения.

Формирование последовательностей псевдослучайных нормально распределенных чисел выполнялось по специальной методике на основе равномерно распределенных числовых последовательностей по формуле

$$x_N[n] = \sum_{i=1}^{17} x_i,$$

где x_i – равномерно распределенные случайные числа, генерируемые с помощью датчика псевдослучайных равномерно распределенных чисел.

Микропрофиль дороги был зара-

нее смоделирован по уравнению (5) и сохранен в специальном файле.

Разработанное программное обеспечение позволяет также использовать файлы реальных микропрофилей дорог, полученных с помощью специального оборудования.

При интегрировании уравнений движения автомобиля считанные из файла ординаты микропрофиля уточняются в соответствии с реальной продольной скоростью движения автомобиля.

Алгоритм имитационного моделирования курсового движения автомобиля

Алгоритм имитационного моделирования курсового движения автомобиля основан на численном интегрировании дифференциальных уравнений (4) и предусматривает формирование результатов моделирования в виде строк, каждая из которых содержит время, значения независимых координат и их скоростей, реакций опорной поверхности на управляемые колеса, усилия в элементах подвески и моментов, вызывающих угловые перемещения остова автомобиля.

Решение полученных уравнений движения выполнялось с использованием численного метода с переменным шагом.

В качестве исходных данных задачи использовались массогеометрические и упругодиссипативные параметры, содержащиеся в системе уравнений движения (4).

При выполнении расчетных исследований моделирование курсового движения автомобиля начинается с ввода необходимых исходных данных и начальных условий интегрирования, ординат неровностей микропрофиля опорной поверхности, а также параметров управления курсовым движением.

Последние задавались с помощью специальной таблицы, в первой строке

которой задавались моменты времени подачи управляющих воздействий водителя на управляемые колеса, во второй – задаваемые водителем скорости изменения угла рулевого колеса, в третьей – максимально допустимые скорости движения автомобиля, при которых отсутствует отрыв колес от дорожной поверхности при движении по задаваемой траектории [5, 6].

Табл. 1. Закон изменения скорости угла поворота рулевого колеса

t	1	1,512	2,04	205
$\dot{\theta}_1$	0	0,149	-0,149	0
v	19	14	14	15

В приведенной таблице построен режим движения автомобиля по круговой траектории, в которой на интервале времени t от нуля до 1 с скорость угла поворота левого управляемого колеса $\dot{\theta}_1$ равна нулю – прямолинейное движение; в интервале от 1,0 до 1,512 с – 0,149 рад/с; в интервале от 1,512 до 2,04 с – -0,149 рад/с, т. е. скорость поворота рулевого колеса уменьшится до нуля. При этом угол поворота займет некоторое значение, а автомобиль будет совершать маневр по круговой траектории.

Результаты имитационного моделирования управляемого курсового движения автомобиля

Расчетные эксперименты проводились на интервале времени от нуля до 205 с по дорогам с задаваемыми параметрами неровностей дороги.

Каждая строка файла результатов моделирования содержит следующие значения: момент времени, значения обобщенных координат уравнений модели и скоростей их изменения, значения углов увода управляемых колес, ординаты неровностей микропрофиля дороги и их скорости, а также боковые ре-

Пример задания параметров управления курсовым движением автомобиля с начальной скоростью движения 19 м/с в виде закона скорости изменения угла поворота переднего левого управляемого колеса для совершения маневра «движение по круговой траектории» представлен в табл. 1.

акции дороги на колеса автомобиля.

На рис. 3 приведен вариант имитационного моделирования курсового движения автомобиля по круговой траектории с заданными в табл. 1 параметрами угла поворота рулевого колеса.

На рис. 3 значения углов увода шин $\delta_{1,2}$ и $\delta_{2,4}$ умножены на 10^5 , а значения угловой скорости $\dot{\phi}$ – на 10^2 .

Автомобиль, двигаясь по круговой траектории, за 205 с совершил пять неполных оборотов. При таком маневре углы увода шин колес автомобиля стабилизировались с момента времени примерно 20 с.

Для проверки работоспособности разработанной математической модели и программного обеспечения использовалась фазовая траектория движения центра масс автомобиля в координатах XOY (рис. 4).

Заключение

Таким образом, приведенные результаты имитационного моделирования подтверждают работоспособность разработанного программного обеспечения и возможность использования его для исследований влияния массогео-

метрических параметров автомобиля и упругодиссипативных характеристик его подвески и шин на курсовую устой-

чивость при движении по различным категориям дорог.

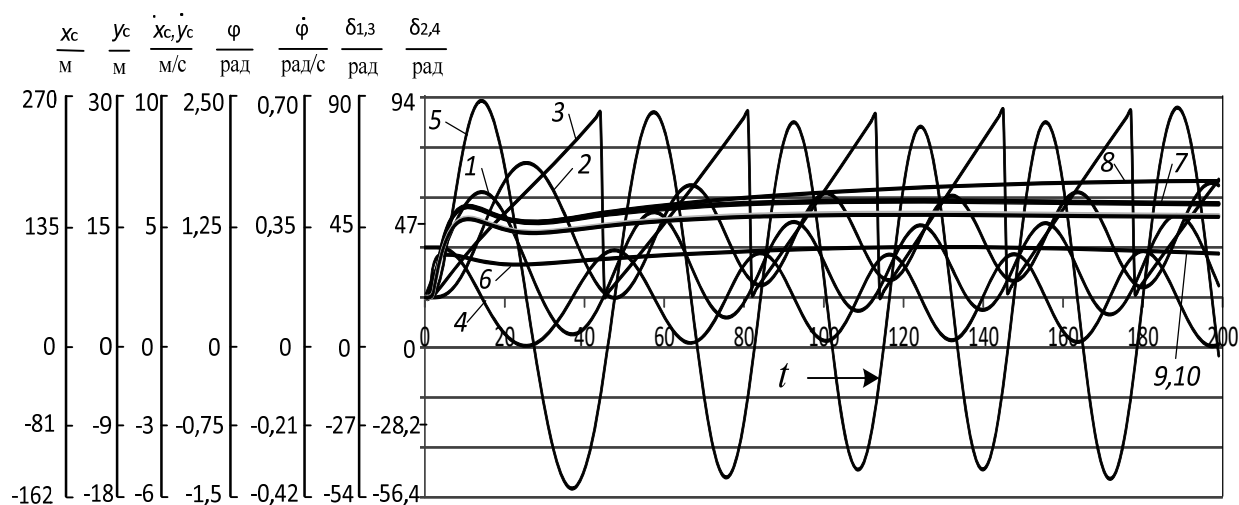


Рис. 3. Результаты имитационного моделирования движения автомобиля по круговой траектории со скоростью 19 м/с: 1, 2 – перемещение центра масс по продольной и поперечной осям; 3, 4 – скорости перемещения центра масс по продольной и поперечной осям; 5, 6 – курсовой угол и скорость его изменения; 7, 8 – углы увода шин левого и правого передних колес, 9, 10 – углы увода шин левого и правого задних колес

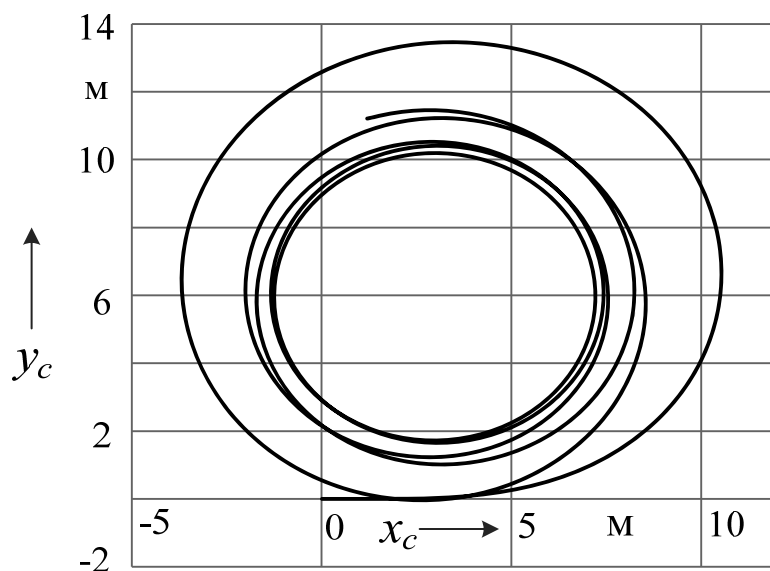


Рис. 4. Фазовая траектория движения центра масс автомобиля на интервале времени от нуля до 205 с

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Вонг, Дж.** Теория наземных транспортных средств: пер. с англ. / Дж. Вонг. – Москва: Машиностроение, 1982. – 284 с.: ил.
2. **Левин, М. А.** Теория качения деформируемого колеса / М. А. Левин, Н. А. Фуфаев. – Москва: Наука, 1989. – 269 с.
3. **Литвинов, А. С.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – Москва: Машиностроение, 1971. – 416 с.: ил.
4. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.
5. **Ясюкович, Э. И.** Имитационное моделирование курсового движения и вертикальной динамики легкового автомобиля / Э. И. Ясюкович // Вестн. МГУ им. А. А. Кулешова. – 2020. – № 1 (55). – С. 35–43.
6. **Ясюкович, Э. И.** Разработка методики виртуальных испытаний курсовой устойчивости трехосных автомобилей / Э. И. Ясюкович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 59–69.

Статья сдана в редакцию 10 июня 2022 года

Эдвард Игнатьевич Ясюкович, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-336-94-02-07.

Edvard Ignatievich Yasyukovich, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Tel.: +375-336-94-02-07.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_117

УДК 621.365:66

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

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СРЕДЫ СИСТЕМЫ КОСВЕННОГО ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА ЖИДКОСТИ

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

PARAMETRIC IDENTIFICATION OF ENVIRONMENT PARAMETERS OF THE SYSTEM FOR INDIRECT INDUCTION HEATING OF LIQUIDS

Аннотация

Рассматривается возможность создания системы косвенного индукционного нагрева жидкости с управлением посредством параметрического идентификационного метода. Рассмотрен состав системы косвенного индукционного нагрева жидкости. Предложено математическое описание электромагнитных и механических процессов в рассматриваемой системе. В ходе исследования приведена стратегия для определения параметров модели. Разработана поэтапная схема решения. Выполнена реализация логики управления алгоритмом в MATLAB с применением инструмента Stateflow.

Ключевые слова:

индукционный нагрев, параметрическая идентификация, MATLAB, Stateflow, алгоритм, датчики, управление, косвенный индукционный нагрев, жидкость, система нагрева, локализованный источник нагрева, локализованный нагрев.

Для цитирования:

Ларькина, Т. С. Параметрическая идентификация параметров среды системы косвенного индукционного нагрева жидкости / Т. С. Ларькина, В. В. Льготчиков, Г. С. Леневский // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 117–125.

Abstract

The article considers the possibility of creating a system for indirect induction heating of a liquid controlled by a parametric identification method. The composition of the system for indirect induction heating of liquids is given. A mathematical description of electromagnetic and mechanical processes in the system under consideration is proposed. The research provides a strategy for determining the parameters of the model. A step-by-step solution scheme has been developed. The algorithm control logic has been implemented in MATLAB using the Stateflow tool.

Keywords:

induction heating, parametric identification, MATLAB, Stateflow, algorithm, sensors, control, indirect induction heating, liquid, heating system, localized heating source, localized heating.

For citation:

Larkina, T. S. Parametric identification of environment parameters of the system for indirect induction heating of liquids / T. S. Larkina, V. V. Lgotchikov, G. S. Lenevsky // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 117–125.

В настоящее время системы индукционного нагрева нашли широкое

распространение в промышленности и быту, поскольку они обеспечивают

безопасность, чистоту, лучшую производительность и более высокий КПД по сравнению с классическими системами электрического нагрева.

В ходе развития силовой электроники и микропроцессорной техники можно добиться более высокой температуры и более точного управления температурным режимом и энергетическими показателями нагреваемой среды. Особенности управления индукционными установками как объектами управления являются сложный характер взаимосвязанных электро- и теплофизических процессов и неравномерность пространственных распределений температурных полей внутреннего тепла объекта нагрева [1]. По этой причине

интерес представляет параметрическая идентификация параметров среды системы косвенного индукционного нагрева жидкости.

В настоящее время детально разработаны модели с распределёнными параметрами, решены проблемы параметрической оптимизации с целью повышения эффективности процесса нагрева жидкости [2–6]. Однако особенности каждого конкретного устройства могут потребовать отдельного исследования.

Общая структура программно-аппаратного обеспечения установки нагрева жидкой среды представлена на рис. 1 [5].

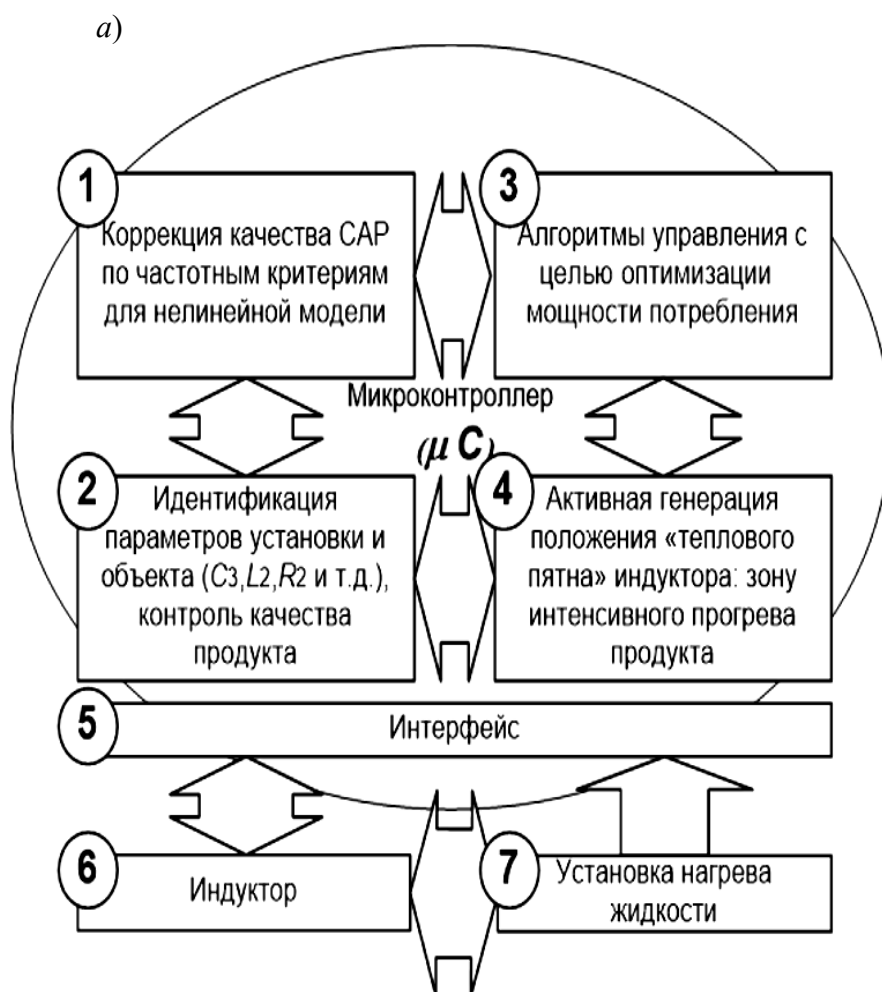
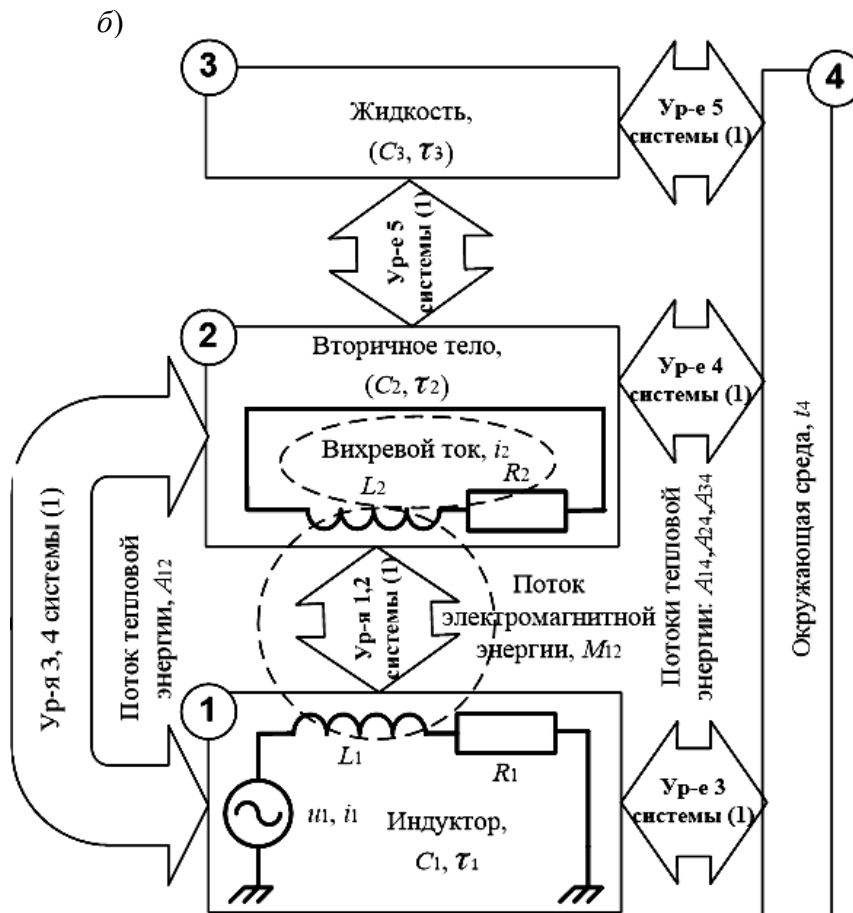


Рис. 1. Структура программно-аппаратного обеспечения установки нагрева жидкой среды: а – общая структура; б – блок-схема процесса энергообмена



Окончание рис. 1

Системы автоматического регулирования (САР) технологических установок с цифровыми устройствами управления независимо от мощности установки и масштабов производства требуют разработки алгоритмов, способных проявить все преимущества интеллектуализированного управления [7].

Проектирование САР-устройства для нагрева жидкости преследует цели улучшения управляемости технологическими параметрами, повышения производительности и энергетической эффективности установки, выбор размера массива первичных данных, использования приёмов идентификации ненаблюдаемых, но важных параметров технологического процесса, т. е. параметров среды системы косвенного индукционного нагрева жидкости.

Решены задачи получения математического описания процесса нагрева в операторной форме, использования приёмов частотного анализа и синтеза САР, формирования тепловой модели процесса для последующего учёта результатов синтеза в цифровом алгоритме работы микроконтроллера [9].

Модель должна быть информативной и по сложности приемлемой для реализации возможности построения цифрового программного алгоритма управления объектом с использованием микроконтроллера общепромышленного назначения.

В основу математической модели процесса энергообмена системы косвенного индукционного нагрева жидкости положена система пяти дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} u_1(p) = i_1(p) \{ R_1 [1 + \alpha(\tau_1(p) + t_4 - 20)] + L_1 p \} - i_2(p) M_{12} p; \\ 0 = -i_1(p) M_{12} p + i_2(p) \{ R_2 [1 + \alpha(\tau_2(p) + t_4 - 20)] + L_2 p \}; \\ i_1^2(p) R_1 [1 + \alpha(\tau_1(p) + t_4 - 20)] = A_{12}(\tau_1(p) - \tau_2(p)) + \tau_1(p) C_1 p + A_{14} \tau_1(p); \\ i_1^2(p) R_2 [1 + \alpha(\tau_2(p) + t_4 - 20)] = A_{12}(\tau_2(p) - \tau_1(p)) + A_{23}(\tau_2(p) - \tau_3(p)) + \\ + \tau_2(p) C_2 p + A_{24} \tau_2(p); \\ A_{23}(\tau_2(p) - \tau_3(p)) = \tau_3(p) C_3 p + A_{34} \tau_3(p). \end{cases} \quad (1)$$

Модель соответствует нагревателю средней мощности [4].

Индексы у параметров соответствуют индуктору 1, вторичному телу 2, нагреваемому токами Фуко в однослойной модели [5], объёму нагреваемой жидкости 3, окружающей среде 4 (см. рис. 1).

Тепловой процесс характеризуют абсолютная температура, превышения температуры, теплоёмкости отдельных элементов схемы, коэффициенты теплопередачи (t , τ_j , C_j , A_{jk} при $j = 1, 2, 3$; $k = 2, 3, 4$).

В данном случае система состоит из фиксированной области $R \subset E$ евклидова точечного пространства E , содержащей одно или несколько движущихся через нее твердых тел, а также окружающей воздух.

Примем, что R содержит эталонную (например, начальную) $Br \subset R$ и текущую $Bc \subset R$ конфигурации среды. Они моделируются здесь как электромагнитные, тепловые и механические континуумы, характеризующиеся зависящим от времени полем деформации ξ вместе с дополнительными степенями свободы, представляющими электромагнитные поля [11].

В то время как зависящие от времени электромагнитные поля определены во всей области R , также в воздухе, окружающем неподвижные или движущиеся материальные тела, поле деформации ξ и все производные от него кинематические поля логически ограничены граничными условиями.

Следует отметить, что поскольку

соответствующие электромагнитные частоты менее 10 МГц, то волновой характер электромагнитных полей незначителен и им можно пренебречь [4]. Фактически это соответствует так называемому квазистатическому приближению. Для простоты здесь также пренебрегают любыми термоэлектрическими эффектами, а также всякой магнито-стрикцией (т. е. эффектом Холла). Это разумно для таких проводников, как алюминий или медь, при комнатной температуре и «слабых» магнитных полях. Кроме того, несмотря на повышение температуры во время электромагнитного нагрева из-за механического рассеяния и джоулева нагрева это увеличение невелико. Следовательно, для простоты предполагается принять изотермические условия.

Магнитное поле может быть смоделировано здесь как диффузное в интересующем нас масштабе длины и времени. В этом случае уравнения Максвелла и калибровочное условие Кулона $\text{div}_s \mathbf{a} = 0$ дают соотношение диффузного поля [10]

$$\partial \mathbf{a} + \nabla_s \chi - \text{кем} \text{div}_s (\nabla_s \mathbf{a}) = 0 \quad (2)$$

для векторного потенциала $\mathbf{a}$ вместе с

$$\text{div}_s (\nabla_s \chi) = (\nabla_s)^2 \chi = 0 \quad (3)$$

для скалярного потенциала χ , где кем представляет коэффициент магнитной диффузии. Как обычно, $\mathbf{a}$ и χ определяют магнитный поток через $\mathbf{b}$, а электрическое поле через $-\mathbf{e} = \partial \mathbf{a} + \nabla_s \chi$.

Учитывая, что электромагнитные поля (рис. 2, блок «Current») меняются во времени намного меньше, чем механические поля, конвективный член

$\mathbf{b} \times \mathbf{v}$ в электродвижущей напряженности $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{e} + \mathbf{v} \times \mathbf{b}$ намного меньше, чем $\mathbf{e}$, и, следовательно, $-\boldsymbol{\varepsilon} \approx \partial \mathbf{a} + \nabla \chi$.

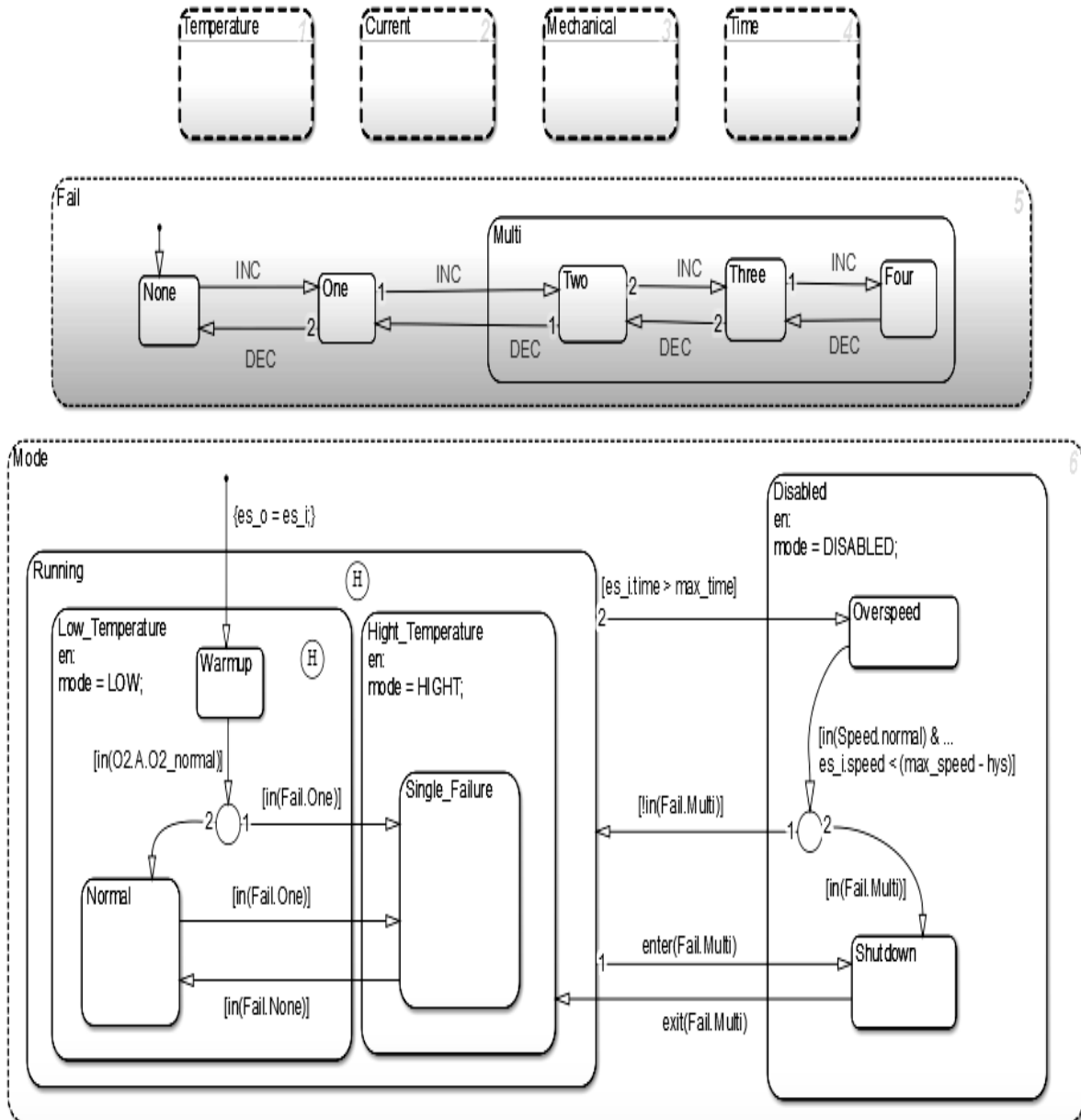


Рис. 2. Реализация алгоритма в MATLAB с применением инструмента логики управления Stateflow. Логика управления

Материальные параметры, введенные в приведенную выше модель, включают магнитопроводность $\kappa_{\text{ем}}$, электропроводность $\sigma_{\text{ем}}$, объемный модуль $\kappa_{\text{г}}$, модуль сдвига $\mu^{\text{г}}$, а также дина-

мические параметры γ_0 , σ_0 и m_0 .

В целях идентификации модели будем считать в хорошем приближении, что первые пять из них известны и фиксированы. В этом случае мас-

сив $\mathbf{p}$ идентифицируемых параметров принимает вид:

$$\mathbf{p} = \mathbf{f}(\gamma_0, \sigma_0, m_0). \quad (4)$$

Значения, которые они могут принимать, подчиняются определенным физическим ограничениям, например, $\gamma_0 > 0$, $\sigma_0 > 0$ и $m_0 > 1$.

Далее кратко излагается алгоритмическая формулировка представленной выше модели.

Различие в электромагнитном и механическом масштабах времени, а также разная природа действующих полей предполагает поэтапную процедуру численного решения, включающую отдельные сетки для электромагнитных полей.

Решая затем уравнение (3) явно в каждом W_{ck} с учетом обычных граничных условий между идеальным проводником (медь) и изолирующей средой, получаем

$$-\nabla_S \chi = \begin{cases} 0 & \text{для } R \setminus C_C \cup S_S; \\ 0 & \text{для } S_S; \\ c \left[\sigma_{EM}^{-1} \mathbf{I} + \int_{A_{ck}} \mathbf{n}_k \cdot \partial \mathbf{a} \right] \mathbf{e}_\varphi & \text{для } W_{ck} \end{cases} \quad (5)$$

для исходного члена $\nabla_S \chi$ в (2) при

$$c = \left[\kappa \int_{A_{ck}} \frac{1}{r} \mathbf{e}_\varphi \cdot \mathbf{n}_k \right]^{-1}. \quad (6)$$

Отметим, что данная величина не зависит от выбранного сечения A_{ck} при заданных геометрических условиях. Здесь $\mathbf{e}_\varphi$ обозначает единичный вектор в направлении φ , а A_{ck} – поперечное сечение k -го тора с внешним единичным

вектором нормали $\mathbf{n}_k$.

Таким образом, обсуждавшиеся упрощения модели приводят к аналитическому решению (3) и, следовательно, к устранению χ как степени свободы в модели. Подставляя (5) в (2), формируя скалярное произведение результата с пробным векторным потенциалом $\mathbf{a}_*$ и частичное интегрирование, получаем слабую форму

$$\int_R \partial \mathbf{a} \cdot \mathbf{a}_* + \int_R \kappa_{EM} \nabla_S \mathbf{a} \cdot \nabla_S \mathbf{a}_* = \sum_k \int_{W_{ck}} c \left[\sigma_{EM}^{-1} \mathbf{I} + \int_{A_{ck}} \mathbf{n}_k \cdot \partial \mathbf{a} \right] \mathbf{e}_\varphi \mathbf{a}_* \quad (7)$$

вместе с граничными условиями для $\mathbf{a}$, как обсуждалось выше. Соотношение (7) является отправной точкой для конечно-элементной дискретизации [11].

Рассмотрим тепловую часть (см. рис. 2, блок «Temperature») с учетом механической (см. рис. 2, блок «Mechanical») связанной модели. Модель основана на слабом балансе импульса поля ξ . При чисто кинематических граничных условиях это определя-

ется выражением

$$\int_{B_r} (\rho_r \ddot{\xi} - f) \xi_* + P \nabla_r \xi = 0 \quad (8)$$

относительно референциальной конфигурации $B_r \subset R$ для всех соответствующих тестовых полей ξ_* .

Здесь

$$\mathbf{f} = \det(\mathbf{F}); \quad \mathbf{l} = \det(\mathbf{F}) \mathbf{j} \times \mathbf{b} \quad (9)$$

представляет собой силу (плотность) Лоренца (тела), $\mathbf{I}$ – ее представление в текущей конфигурации, $\mathbf{P}$ – первое напряжение Пиолы – Кирхгофа и градиент распространения температурного поля $\mathbf{F} = \nabla_r \xi$.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}^S & \mathbf{B}_{n+1}^S \\ \mathbf{I} & -\alpha t_{n+1,n} \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{a}_{n+1}^S \\ \dot{\mathbf{a}}_{n+1}^S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{n+1}^S \\ \mathbf{a}_{n+1}^S + (1 - \alpha) t_{n+1,n} \dot{\mathbf{a}}_{n+1}^S \end{bmatrix}, \quad (10)$$

которая должна быть решена для $\mathbf{a}_{n+1}^S$ и $\dot{\mathbf{a}}_{n+1}^S$ в контексте текущего поэтапного подхода с фиксированным $\mathbf{x}_{n+1}^S$.

Здесь $\mathbf{A}^S$ представляет собой дискретизированную пространственную часть «жесткости», а $\mathbf{B}^S$ – диффузионную часть «массы» в (3).

Через $\mathbf{c}_{n+1}^S$ реализуется измеренный входной ток, управляющий операцией нагрева среды.

Величина нагрева регулируется параметром $0 < \alpha \leq 1$ [12].

Дискретизация механической слабой формы (8) с помощью метода конечных элементов и использование алгоритма Ньюмарка для интегрирования (8) на интервале времени $t_n, n+1$ дает неявную алгоритмическую систему (см. рис. 2, блок «Time»)

$$\mathbf{f}_{n+1,n}^S \{\mathbf{x}_{n+1}^S, \mathbf{p}\} = 0 \quad (11)$$

в терминах массива $\mathbf{x}_{n+1}^S$ узловых положений, зависящих от времени, при фиксированной силе Лоренца $\mathbf{I}_{n+1}$.

Решение (11) получается итерацией Ньютона – Рафсона [8] в терминах его последовательной линеаризации.

Через $\mathbf{K}$ дискретная форма (11) зависит также и от текущих (неизвестных) значений внутренних переменных.

Получим алгоритмическое соотношение, записанное в компактной форме,

$$r_{\alpha n+1,n} \{\mathbf{a}_{n+1}, \mathbf{F}_{n+1}, \mathbf{p}\} = 0, \quad (12)$$

где $\alpha = (\ln V_E, r_{\phi P})$; $r_{\alpha} = (r_{\ln V_E}, r_{\phi P})$.

Переходя к электромагнитной слабой форме (7), дискретизация методом конечных элементов и временное интегрирование по обобщенному правилу трапеций на интервале $t_n, n+1$ дают систему

Последнее соотношение снова решается с помощью итерации Ньютона – Рафсона и выполняется в каждой точке интегрирования в каждом элементе системы.

Вышеупомянутая поэтапная схема решения подробно описана ниже.

1. Необходимо обновить граничные условия и параметры питания (например, ток $\mathbf{I}$ в катушке индуктора) до $t = t_{n+1}$.

2. Необходимо обновить граничные условия и инициализировать узловые поля, т. е. $\mathbf{x}_{n+1}^{S(k)} = \mathbf{x}_n^S$, $\dot{\mathbf{x}}_{n+1}^{S(k)} = \dot{\mathbf{x}}_n^S$, $\ddot{\mathbf{x}}_{n+1}^{S(k)} = \ddot{\mathbf{x}}_n^S$ при $k = 1$.

3. Необходимо получить $\mathbf{a}_{n+1}^{S(k)}$ и $\dot{\mathbf{a}}_{n+1}^{S(k)}$ из формулы (10) в зависимости, в частности, от (например, определяемого экспериментально) значения $\mathbf{I}_{n+1}$ электрического тока в катушке индуктора, а также текущее пространственное распределение σ_{EM} и κ_{EM} в R .

4. Необходимо получить $\mathbf{I}_{n+1}^{(k)}$ из формулы (8).

5. Необходимо решить (11) при фиксированных $\mathbf{I}_{n+1}^{(k)}$ и $\mathbf{p}$, получить $\mathbf{x}_{n+1}^{S(k+1)}$, $\dot{\mathbf{x}}_{n+1}^{S(k+1)}$, $\ddot{\mathbf{x}}_{n+1}^{S(k+1)}$ и $\mathbf{e}_{n+1}^{S(k+1)}$.

6. Повторяются пп. 2–5 для $k = 2, \dots$ до тех пор, пока не будет получена сходимость, дающая $\mathbf{x}_{n+1}^S$, $\mathbf{a}_{n+1}^S$ и обновленные внутренние переменные.

Описанный алгоритм реализован в пакете прикладных программ для решения задач технических вычислений

MATLAB с применением инструмента логики управления Stateflow (см. рис. 2). Stateflow представляет собой графический язык, который включает диаграммы переходов состояний и блок-схемы, создавая комбинаторную логику и логику принятия решений [13].

Модель в Stateflow базируется на потоках и позволяет разным компонентам приложения менять состояние и реагировать на изменение этого состояния.

Данный алгоритм может быть реализован в объединении Stateflow с Simulink для эффективного моделирования гибридных систем.

Представленный тип моделирования особенно полезен для систем, которые имеют множество возможных режимов работы, основанных на дискретных событиях.

При теоретическом обсуждении методов идентификации модели можно было показать, что обратный метод конечных элементов может быть расширен методами, общими для идентификации статистической модели, такими как анализ корреляции, чувствительности и ошибок.

Такие методы важны, поскольку они предлагают меры для надежности идентифицированных данных.

Включение их в обратный анализ, а также их проверка могут быть продемонстрированы в контексте идентификации высокой скорости косвенного нагрева среды.

Более того, в будущем можно показать, что идентификация определяющих параметров может быть упрощена определенным образом.

В отличие от полностью учтенной зависимости от изменения геометрии установки, существует очень малая чувствительность параметров модели материала к резкому увеличению электромагнитной нагрузки в начале процесса. Именно такая ситуация позволяет проводить идентификацию при ступен-

чато-фиксированных электромагнитных нагрузках.

Выводы

Электромагнитный косвенный нагрев является технологией, известной уже несколько десятилетий, однако в настоящее время возобновился интерес к ее промышленному применению. Наряду с этим интересом, растет заинтересованность поиска рационального набора параметров энергообмена системы косвенного индукционного нагрева жидкости.

Однако до сих пор в подходах к моделированию процесса косвенного индукционного нагрева, найденных в литературе, отсутствует комплексный подход, подходящий для идентификации параметров данного метода нагрева. Это мотивирует алгоритмическую формулировку и реализацию связанной электромагнитной и тепловой моделей поля для двумерных задач.

Алгоритмическая формулировка и численная реализация этой связанной модели основана на смешанной дискретизации тепловых и электромагнитных полей в сочетании с неявной ступенчатой схемой численного решения на двух сетках.

В ходе исследования приведена стратегия для определения параметров модели в виде общего алгоритма в MATLAB с применением инструмента логики управления Stateflow. На данном уровне исследования детализация алгоритма в MATLAB нецелесообразна и подлежит дальнейшей углубленной разработке с дальнейшим изучением и представлением результатов.

В контексте соответствующей обратной задачи цель здесь состоит в том, чтобы идентифицировать такие параметры, как величины тока и частоты в индукторе, величины температуры и времени нагрева среды, используя данные, полученные из экспериментов по косвенному нагреву жидкой среды.

Таким образом, представленное исследование демонстрирует один из

возможных вариантов идентификации параметров среды для системы кос-

венного индукционного нагрева жидкостной среды.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Михеев, М. А.** Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – Москва: Энергия, 1977. – 344 с.: ил.
2. **Ларькина, Т. С.** Моделирование индукционного нагрева изотермического контейнера / Т. С. Ларькина // Междунар. науч.-исслед. журн. / International research journal. – 2015. – № 7 (38). – С. 67–69.
3. **Ларькина, Т. С.** К вопросу формирования общей конструкции системы индукционного нагрева / Т. С. Ларькина // Новые горизонты: материалы Междунар. конф.-конкурса, Брянск, 19 марта 2014 г. – Брянск: БГТУ, 2014. – С. 13–14.
4. **Ларькина, Т. С.** Параметрический идентификационный метод для системы косвенного индукционного нагрева жидкости / Т. С. Ларькина, В. В. Лыготчиков, Г. С. Ленеvский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 3 (60). – С. 70–76.
5. **Лыготчиков, В. В.** Синтез системы автоматического регулирования температуры жидкости с улучшенными динамическими показателями / В. В. Лыготчиков, Т. С. Ларькина // Вестн. МЭИ. – 2019. – № 5. – С. 73–80.
6. **Лыготчиков, В. В.** Алгоритм работы контроллера управления электромагнитным процессом в длинной линии / В. В. Лыготчиков, В. Н. Денисов, Т. С. Ларькина // Программные продукты и системы / Software & Systems. – 2018. – № 4 (31). – С. 798–802.
7. **Душкин, Р. В.** Интеллектуализация управления техническими системами в рамках функционального подхода / Р. В. Душкин // Программные системы и вычислительные методы. – 2019. – № 2. – С. 43–57.
8. **Амосов, А. А.** Вычислительные методы для инженеров: учебное пособие / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский, Н. П. Копченова. – Москва: Мир, 1998. – 544 с.: ил.
9. **Рапопорт, Э. Я.** Структурно-параметрический синтез оптимальных по быстродействию систем управления с распределенными параметрами в условиях интервальной неопределенности характеристик объекта / Э. Я. Рапопорт, И. С. Левин // Автоматизация. – 2015. – Т. 51, № 5. – С. 3–16.
10. **Рапопорт, Э. Я.** Оптимизация процессов индукционного нагрева металла / Э. Я. Рапопорт. – Москва: Металлургия, 1993. – 279 с.
11. **Рапопорт, Э. Я.** Оптимальное управление системами с распределенными параметрами / Э. Я. Рапопорт. – Москва: Высшая школа, 2009. – 677 с.
12. **Рапопорт, Э. Я.** Оптимальное управление температурными режимами индукционного нагрева / Э. Я. Рапопорт, Ю. Э. Плешивцева. – Москва: Наука, 2012. – 309 с.
13. **Гуревич, А. П.** Теория автоматического управления в примерах и задачах с решениями в MATLAB: учебное пособие / А. П. Гуревич, В. В. Корнев, А. П. Хромов. – Санкт-Петербург: Лань, 2016. – 464 с.

Статья сдана в редакцию 10 июня 2022 года

Татьяна Сергеевна Ларькина, ст. преподаватель, филиал ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» в г. Смоленске. E-mail: tatyana.larkina.2015@yandex.ru.

Валерий Вениаминович Лыготчиков, д-р техн. наук, проф., филиал ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» в г. Смоленске.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Tatiana Sergeevna Larkina, senior lecturer, Smolensk branch of Federal State Budgetary Educational Institution for Higher Education National Research University «Moscow Power Engineering Institute». E-mail: tatyana.larkina.2015@yandex.ru.

Valeriy Veniaminovich Lgotchikov, DSc (Engineering), Prof., Smolensk branch of Federal State Budgetary Educational Institution for Higher Education National Research University «Moscow Power Engineering Institute».

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_126

УДК 620.179.14

И. В. Трепачкин, В. А. Третьякова, В. А. Новиков

ФОРМИРОВАНИЕ ПОЛЯ ДЕФЕКТА ПРИ УМЕНЬШЕНИИ НАПРЯЖЕННОСТИ НАМАГНИЧИВАЮЩЕГО ПОЛЯ ВНУТРИ ОБЪЕКТА

I. V. Trepachkin, V. A. Tretyakova, V. A. Novikov

DEFECT FIELD FORMATION WITH A DECREASE IN MAGNETIZING FIELD STRENGTH INSIDE THE OBJECT

Аннотация

Разработана методика приближенного расчета, получены математические выражения и результаты расчета тангенциальной составляющей поля дефекта при уменьшении внешнего поля внутри ферромагнитного объекта по линейному закону. Установлены закономерности изменения полей дефектов при изменении их параметров.

Ключевые слова:

дефекты, дефектоскопия, намагничивающее поле, поле дефекта, метод «магнитных зарядов», ферромагнитные объекты.

Для цитирования:

Трепачкин, И. В. Формирование поля дефекта при уменьшении напряженности намагничивающего поля внутри объекта / И. В. Трепачкин, В. А. Третьякова, В. А. Новиков // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 126–135.

Abstract

The paper presents a developed method of approximate calculation, mathematical expressions and results of calculations of the tangential component of the defect field when the external field inside a ferromagnetic object decreases linearly. Patterns of changes in the defect fields with changing their parameters were established.

Keywords:

defects, defectoscopy, magnetizing fields, defect field, method of magnetic charges, ferromagnetic objects.

For citation:

Trepachkin, I. V. Defect field formation with a decrease in magnetizing field strength inside the object / I. V. Trepachkin, V. A. Tretyakova, V. A. Novikov // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 126–135.

Введение

Для уверенного обнаружения дефектов сплошности в ферромагнитных объектах магнитными методами контроля необходимо иметь достаточно

полную информацию о распределении магнитных полей рассеяния над поверхностью намагниченного объекта в местах нахождения дефектов. В [1] методом «магнитных зарядов» выполнен расчет поля поверхностного дефекта в

виде протяженной канавки с параллельными боковыми гранями, расположенными перпендикулярно поверхности объекта. Расчет выполнен для случая, когда контролируемый ферромагнитный объект намагничен однородно, а вектор напряженности внешнего поля направлен перпендикулярно боковым граням дефекта. Известно, что такие условия выполняются, когда толщина полюсов намагничивающего устройства в 2–3 раза превышает толщину стенки объекта, а его ширина равна длине полюсов намагничивающего устройства [2, 3]. Если же эти условия не выполняются, а также если намагничивание объекта производят перемещаемым постоянным магнитом [4, 5] или импульсным полем [3], то внешнее магнитное поле убывает от поверхности вглубь объекта. По этой причине задача расчета формирования поля дефекта при

уменьшении напряженности намагничивающего поля внутри объекта является актуальной.

Основная часть

В [1] разработана методика и выполнен расчет поля поверхностного дефекта методом «магнитных зарядов». В работе поле протяженного дефекта, возникающее при намагничивании объекта, аппроксимировано полем ленточного магнитного диполя. Показано, что для ленточного диполя шириной $2b$ и глубиной h (рис. 1) необходимо учитывать «магнитный заряд» dQ , расположенный по элементу поверхности dS_n грани с поверхностной плотностью $\sigma(\eta)$:

$$dQ = \sigma(\eta)dS_n, \quad (1)$$

где η меняется в пределах от 0 до h .

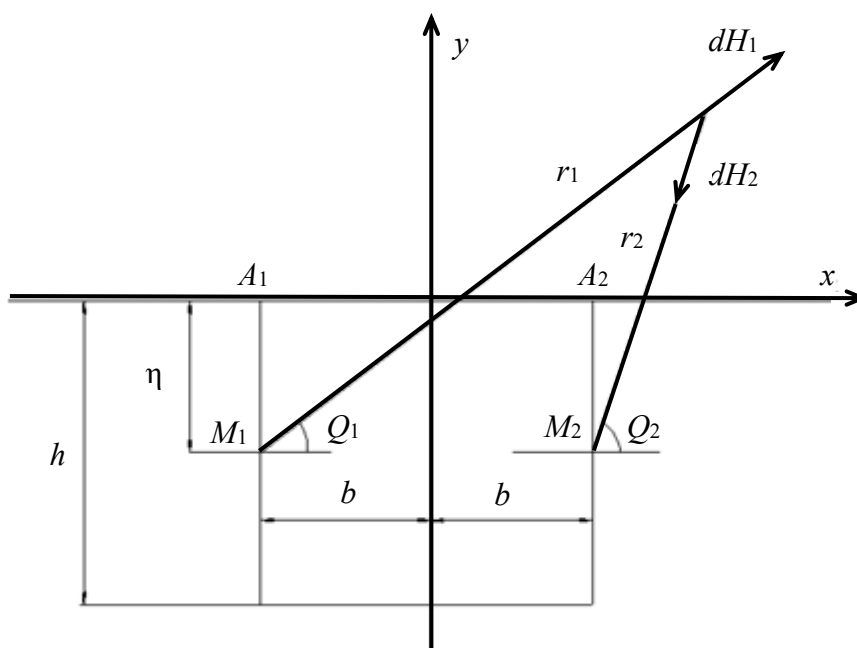


Рис. 1. К расчету поля ленточного диполя

Получено математическое выражение для тангенциальной составляющей напряженности поля H_x поверх-

ностного дефекта при намагничивании объекта постоянным полем для случая равномерного распределения «магнит-

ных зарядов» на поверхностях боковых граней дефекта. Так как поверхностная плотность «магнитных зарядов» σ_n не известна, то обычно определяют

не H_x , а отношение $\frac{H_x}{\sigma_n}$ [1].

$$\frac{H_x}{\sigma_n} = 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{h(x+b)}{(x+b)^2 + y(y+h)} - \operatorname{arctg} \frac{h(x-b)}{(x-b)^2 + y(y+h)} \right). \quad (2)$$

Установлено, что $\frac{H_x}{\sigma_n}$ в интервале $-b < x < b$ изменяется монотонно; при переходе через точки ребер A_1 и A_2 $\frac{H_x}{\sigma_n}$ претерпевает конечный скачок разрыва, равный 2π . $\frac{H_x}{\sigma_n}$ по ширине базы с увеличением глубины диполя становится более однородным и для бесконечно глубокого диполя – строго однородным. При переходе через ребра его граней

величина скачка $\frac{H_x}{\sigma_n}$ также сохраняется равной 2π .

При расчете формирования поля рассеяния наружного протяженного дефекта на поверхности объекта для рассматриваемой задачи примем допущение, что напряженность магнитного поля в объекте по мере увеличения глубины убывает по линейному закону, причем на расстоянии 3 мм от поверхности объекта она равна нулю (рис. 2).

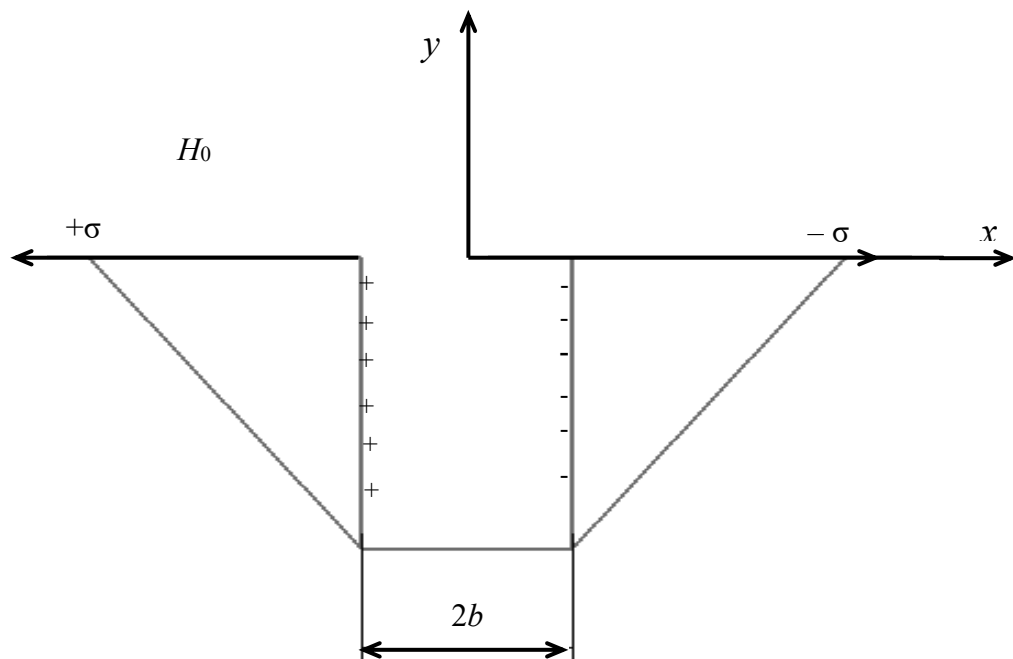


Рис. 2. Уменьшение плотности «магнитных зарядов» σ по линейному закону на боковых гранях дефекта с увеличением его глубины

При выполнении расчета можно было бы воспользоваться формулой (2), полученной для случая равномерного распределения «магнитных зарядов» на боковых поверхностях граней дефекта (см. рис. 1), с поправкой на линейный характер их убывания с увеличением глубины. Но задача осложняется тем, что ордината y здесь также изменяется. По этой причине не удастся свести расчет к решению интегральных выражений. Поэтому нами разработана методика приближенного расчета формирования $\frac{H_x}{\sigma_n}$ ленточного диполя, плотность магнитных зарядов на гранях которого уменьшается по линейному закону от максимального значения σ_n в верхней его части до нуля на глубине 3 мм

(см. рис. 2).

Выполним приближенный расчет, используя формулу (2), разбив глубину h диполя на шесть участков, принимая усредненные плотности «магнитных зарядов» σ_{ni} на них по мере увеличения глубины диполя постоянными и равными: $\sigma_1 = \sigma_n$; $\sigma_2 = \frac{5}{6}\sigma_n$; $\sigma_3 = \frac{4}{6}\sigma_n$; $\sigma_4 = \frac{3}{6}\sigma_n$; $\sigma_5 = \frac{2}{6}\sigma_n$; $\sigma_6 = \frac{1}{6}\sigma_n$ (рис. 3). Здесь σ_n – максимальное значение поверхностной плотности «магнитных зарядов», т. е. их величина в тонком поверхностном слое вертикальной грани дефекта. На рис. 3 обозначены плотности «магнитных зарядов» на указанных участках.

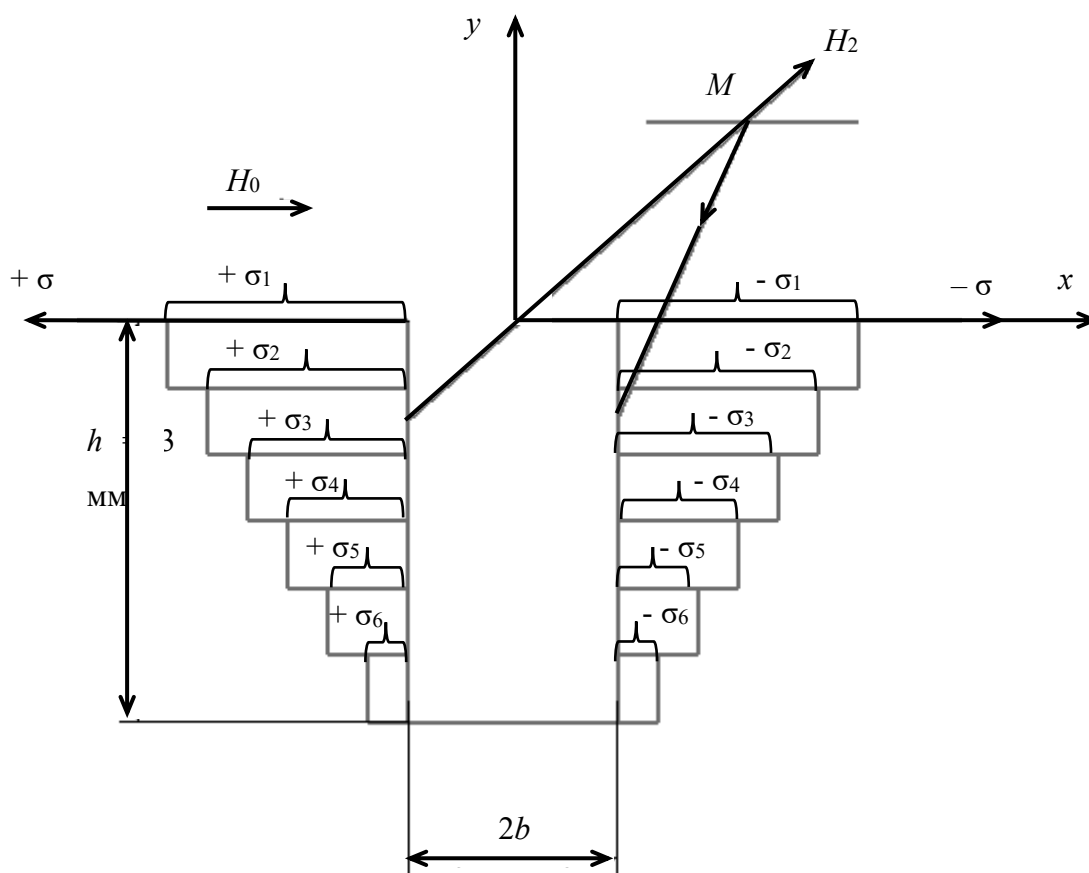


Рис. 3. Расчетная модель поля протяженного дефекта при убывании намагничивающего поля в объекте с увеличением расстояния от поверхности объекта: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5, \sigma_6$ – средние плотности «магнитных зарядов» на отдельных участках

Ординаты y для указанных шести случаев: $y_1 = 0$; $y_2 = \frac{1}{2}$ мм; $y_3 = 1$ мм; $y_4 = \frac{3}{2}$ мм; $y_5 = 2$ мм; $y_6 = \frac{5}{2}$ мм. Вели-

чина h во всех случаях определится следующим образом: $h' = \frac{1}{6}h = \frac{1}{2}$ мм.

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{H_{x1}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_1(y_1+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_1(y_1+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + 0(0+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + 0(0+0,5)} \right); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{H_{x2}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_2(y_2+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_2(y_2+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + \frac{1}{2}(\frac{1}{2}+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + \frac{1}{2}(\frac{1}{2}+0,5)} \right); \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{H_{x3}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_3(y_3+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_3(y_3+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + 1(1+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + 1(1+0,5)} \right); \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{H_{x4}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_4(y_4+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_4(y_4+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + \frac{3}{2}(\frac{3}{2}+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + \frac{3}{2}(\frac{3}{2}+0,5)} \right); \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned}\frac{H_{x5}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_5(y_5+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_5(y_5+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + 2(2+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + 2(2+0,5)} \right); \quad (7)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{H_{x6}}{\sigma_n} &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + y_6(y_6+0,5)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + y_6(y_6+0,5)} \right) = \\ &= 2 \left(\operatorname{arctg} \frac{0,5(x+b)}{(x+0,6)^2 + \frac{5}{2} \left(\frac{5}{2} + 0,5 \right)} - \operatorname{arctg} \frac{0,5(x-b)}{(x-0,6)^2 + \frac{5}{2} \left(\frac{5}{2} + 0,5 \right)} \right). \quad (8)\end{aligned}$$

Тогда

$$\frac{H_x}{\sigma_n} = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n} + \frac{H_{x3}}{\sigma_n} + \frac{H_{x4}}{\sigma_n} + \frac{H_{x5}}{\sigma_n} + \frac{H_{x6}}{\sigma_n}. \quad (9)$$

Расчет влияния высоты h диполя осуществлен по следующим формулам:

$$\frac{H_x}{\sigma_n}(h=1,0 \text{ мм}) = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n};$$

$$\frac{H_x}{\sigma_n}(h=1,5 \text{ мм}) = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n} + \frac{H_{x3}}{\sigma_n};$$

$$\frac{H_x}{\sigma_n}(h=2,0 \text{ мм}) = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n} + \frac{H_{x3}}{\sigma_n} + \frac{H_{x4}}{\sigma_n};$$

$$\frac{H_x}{\sigma_n}(h=2,5 \text{ мм}) = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n} + \frac{H_{x3}}{\sigma_n} + \frac{H_{x4}}{\sigma_n} + \frac{H_{x5}}{\sigma_n}.$$

Результаты расчета показаны на рис. 4.

Из рисунка видно что с ростом высоты ленточного диполя происходит увеличение $\frac{H_x}{\sigma_n}$ (рис. 5). Сравнение кри-

вых $\frac{H_x}{\sigma_n}(x)$ для случаев уменьшения

плотности «магнитных зарядов» на гранях диполя с увеличением его глубины и равномерного их распределения при одинаковой высоте ленточного диполя показывает, что максимальные значения $\frac{H_x}{\sigma_n}$ в первом случае меньше. То есть

дефекты будут обнаруживаться хуже, что и подтверждается экспериментально.

Чтобы исследовать влияние ширины дефекта на отношение тангенциальной составляющей поля дефекта к максимальной плотности поверхностных зарядов $\frac{H_x}{\sigma_n}$, производили расчет $\frac{H_x}{\sigma_n}$

по формуле $\frac{H_x}{\sigma_n} = \frac{H_{x1}}{\sigma_n} + \frac{H_{x2}}{\sigma_n} + \frac{H_{x3}}{\sigma_n} + \frac{H_{x4}}{\sigma_n} + \frac{H_{x5}}{\sigma_n}$ для случаев $h = 2,5$ мм и ширины диполя $2b = 0,8; 1,0; 1,2; 1,4$ мм (рис. 6).

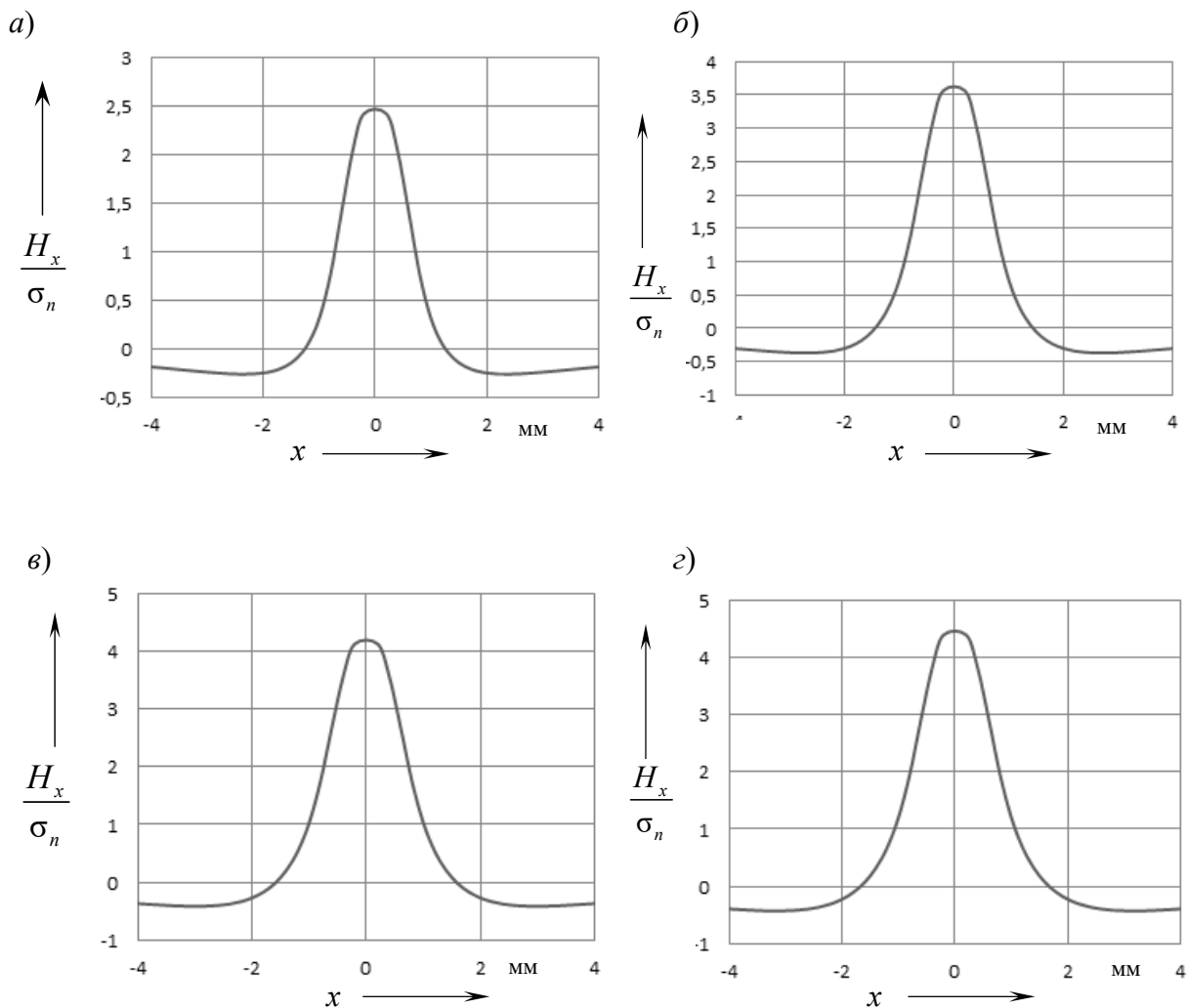


Рис. 4. Влияние высоты h ленточного диполя на $\frac{H_x}{\sigma_n}(x)$ на поверхности объекта: а – высота ленточного диполя $h = 1$ мм; б – $h = 1,5$ мм; в – $h = 2$ мм; г – $h = 2,5$ мм

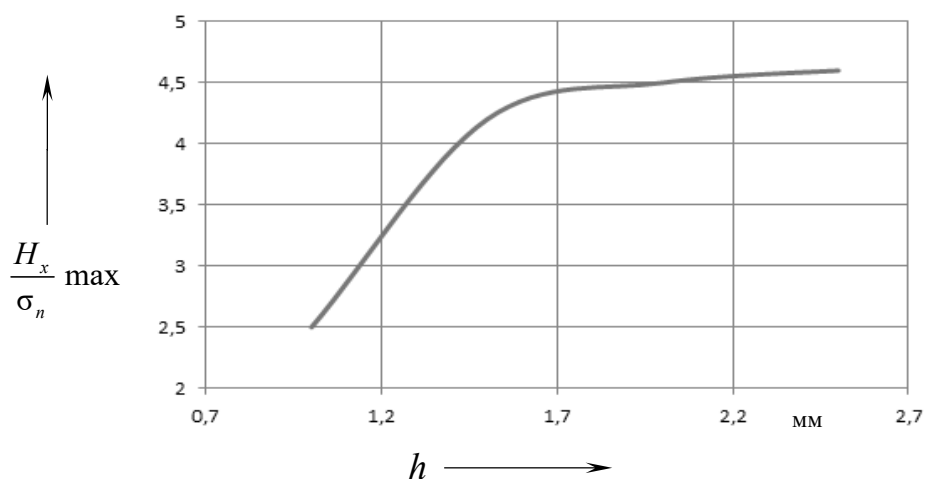


Рис. 5. Изменение $\frac{H_x}{\sigma_n} \max$ поля диполя при неравномерном распределении «магнитных зарядов» σ_n на поверхностях боковых граней ленточного диполя шириной $2b = 1,2$ мм в зависимости от его высоты

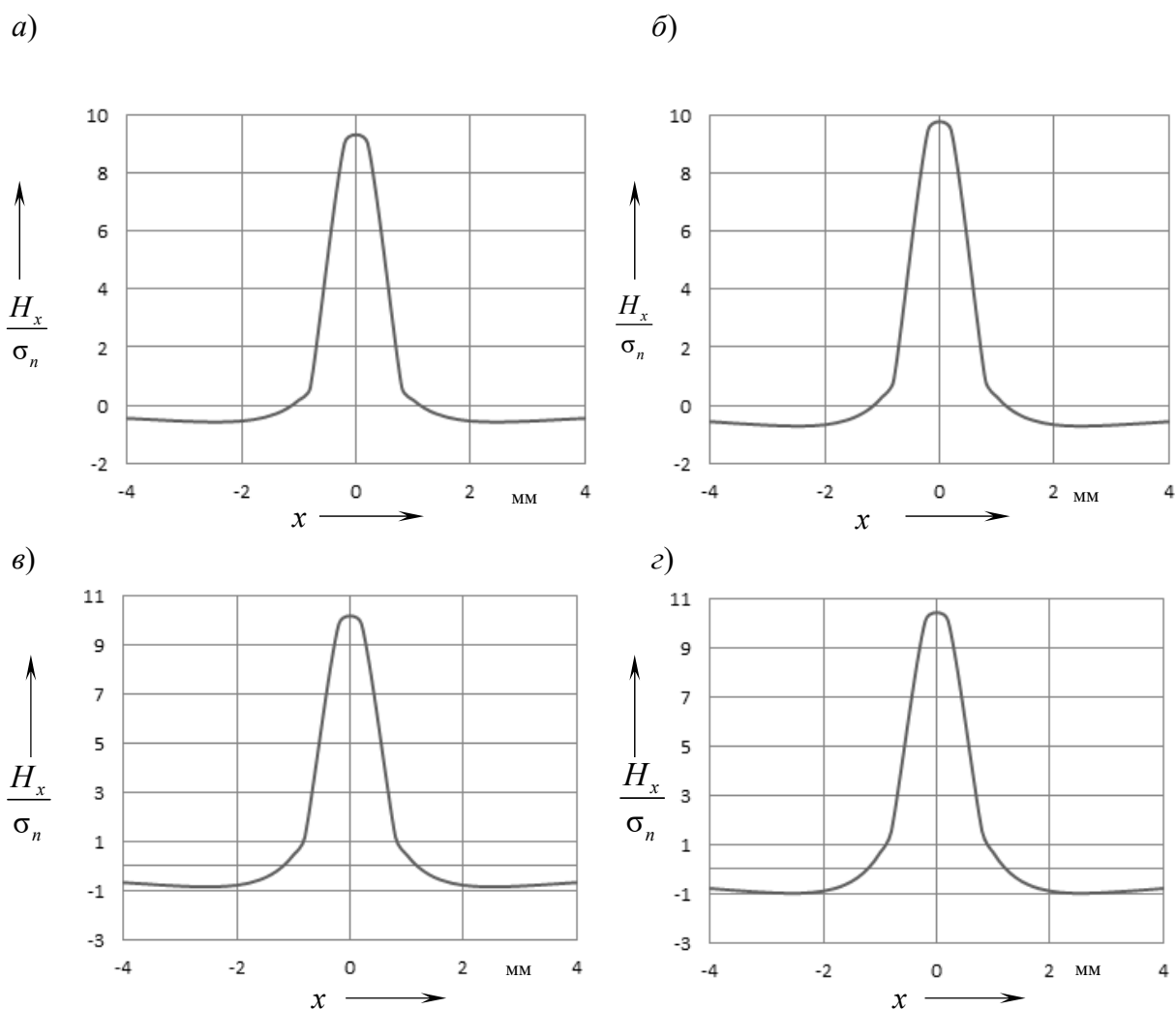


Рис. 6. Влияние ширины $2b$ ленточного диполя на $\frac{H_x}{\sigma_n}(x)$ на поверхности объекта при $h = 2,5$ мм:
а – ширина дефекта $2b = 0,8$ мм; б – $2b = 1$ мм; в – $2b = 1,2$ мм; г – $2b = 1,4$ мм

Из рис. 7 видно, что с увеличением ширины диполя происходит увеличение $\frac{H_x}{\sigma_n} \max$.

Сравнение кривых $\frac{H_x}{\sigma_n}(x)$ для случаев уменьшения плотности «магнитных зарядов» на гранях диполя и равномерного их распределения при одинаковой высоте ленточного диполя с увеличением его ширины показывает,

что максимальные значения $\frac{H_x}{\sigma_n}$ в первом случае меньше.

Таким образом, если внешнее магнитное поле убывает от поверхности вглубь ферромагнитного объекта, то поверхностные дефекты в объектах при магнитных методах контроля будут обнаруживаться хуже, чем при однородном намагничивании контролируемых сечений объекта, что и подтверждается экспериментально.

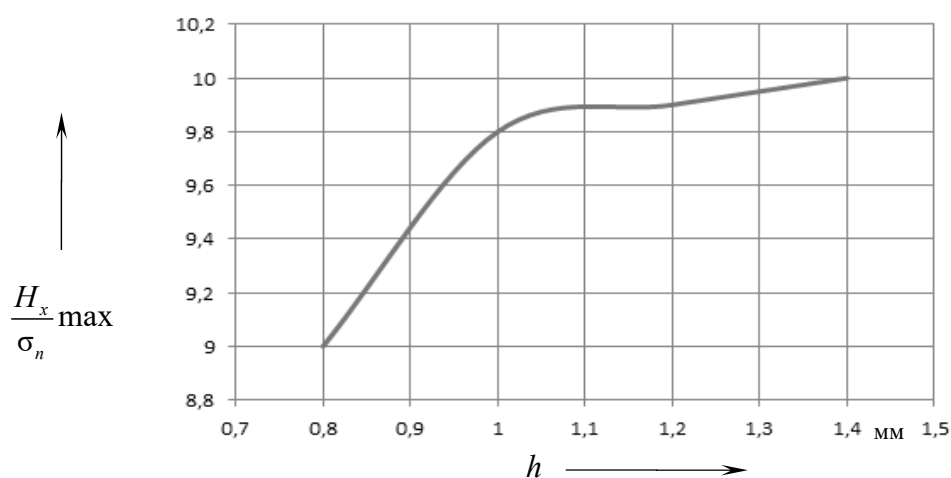


Рис. 7. Изменение $\frac{H_x}{\sigma_n} \max$ поля ленточного диполя при неравномерном распределении «магнитных зарядов» σ_n на поверхности боковых граней в зависимости от ширины магнитного диполя высотой $h = 2,5$ мм

Заключение

Расчет формирования магнитного поля дефекта на поверхности ферромагнитного объекта выполнен для случая, когда внешнее магнитное поле убывает от поверхности вглубь объекта. Принято допущение, что напряженность магнитного поля в объекте уменьшается с увеличением глубины по линейному закону, причем на расстоянии 3 мм от поверхности она равна нулю. Показано, что при выполнении расчета методом «магнитных зарядов» нельзя воспользоваться известной формулой, полученной для случая равномерного распределения «магнитных

зарядов» на поверхностях боковых граней ленточного магнитного диполя с поправкой на ее линейный характер убывания при увеличении глубины, т. к. при этом изменяется также ордината точек наблюдения. Поэтому не удастся свести расчет к решению интегральных выражений.

Разработана методика приближенного расчета, получены математические выражения и выполнен расчет напряженности поля протяженного дефекта, эквивалентного ленточному магнитному диполю, плотность «магнитных зарядов» σ_n на гранях которого уменьшается по линейному закону от максимального значения в верхней его

части до нуля на глубине 3 мм. Сравнение кривых $\frac{H_x}{\sigma_n}(x)$ для случаев уменьшения плотности «магнитных зарядов» на гранях диполя с увеличением его глубины по линейному закону и равномерного их распределения при одинаковой высоте ленточного диполя показало, что максимальные значения $\frac{H_x}{\sigma_n}$ в первом случае всегда меньше

при одинаковых значениях ширины и высоты диполя. То есть если внешнее магнитное поле убывает от поверхности вглубь ферромагнитного объекта, то поверхностные дефекты в объектах при магнитных методах контроля будут обнаруживаться хуже, чем при однородном намагничивании контролируемых сечений объекта, что и подтверждается экспериментально.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зацепин, Н. Н.** К расчету магнитостатического поля поверхностных дефектов. I. Топография полей моделей дефектов / Н. Н. Зацепин, В. Е. Щербинин // Дефектоскопия. – 1966. – № 5. – С. 51–59.
2. **Фалькевич, А. С.** Магнитографический контроль сварных соединений / А. С. Фалькевич, М. Х. Хусанов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 176 с.
3. **Козлов, В. С.** Техника магнитографической дефектоскопии / В. С. Козлов. – Минск: Вышэйшая школа, 1976. – 256 с.: ил.
4. Способ магнитографического контроля ферромагнитных изделий: пат. RU 2154818 / В. А. Новиков. – Оpubл. 20.08.2000.
5. **Новиков, В. А.** Экспериментальное исследование магнитографического контроля объектов при их намагничивании перемещаемым постоянным магнитом через магнитоноситель, II / В. А. Новиков, А. В. Кушнер, А. В. Шилов // Дефектоскопия. – 2010. – № 7. – С. 51–58.

Статья сдана в редакцию 29 июня 2022 года

Иван Викторович Трепачкин, магистр, Белорусско-Российский университет. E-mail: roqueii@mail.ru.
Виктория Алексеевна Третьякова, магистр, Белорусско-Российский университет. E-mail: viktoryia05@mail.ru.
Владимир Алексеевич Новиков, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: novikovva@tut.by.

Ivan Viktorovich Trepachkin, MSc (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: roqueii@mail.ru.
Victoria Alekseyevna Tretyakova, MSc (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: viktoryia05@mail.ru.
Vladimir Alexeyevich Novikov, DSc (Engineering), Prof. Belarusian-Russian University. E-mail: novikovva@tut.by.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 3(76) 2022

Ответственный за выпуск

И. В. Брискина

Оформление обложки

В. П. Бабичева

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр-т Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 332, 212022, г. Могилев. Телефон: 71-30-54, e-mail: bru@bru.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 15.06.2022.

Подписано в печать 22.08.2022. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 15,81. Уч.-изд. л. 8,58. Тираж 100 экз. Заказ 3083.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.