



**Международный
научно-технический журнал**

**International
Science & Technique Journal**

**Серия 1. Машиностроение
Серия 5. Естественные науки**

**Series 1. Mechanical Engineering
Series 5. Natural Sciences**

Издается с января 2002 года

Published since January 2002

Периодичность издания – один раз в два месяца

Publication frequency – bi-monthly

Учредитель

Белорусский национальный
технический университет

Founder

Belarusian National
Technical University

Главный редактор

Борис Михайлович Хрусталеv

Editor-in-Chief

Boris M. Khroustalev

Редакционная коллегия

А. С. Калиниченко (*заместитель главного редактора*),
В. В. Бабицкий, В. Г. Баштовой, А. В. Белый, В. П. Бойков,
С. В. Босаков, Ю. В. Василевич, О. Г. Девойно,
К. В. Доброго, П. И. Дячек, М. З. Згуровский (*Украина*),
Р. Б. Ивуть, М. Г. Киселев, В. М. Константинов, Я. Н. Ковалев,
В. В. Козловский, Н. В. Кулешов, С. Н. Леонович,
С. А. Маскевич, Э. И. Михневич,
Нгуен Тху Нга (*Вьетнам*), М. Опеляк (*Польша*),
О. Г. Пенязьков, Г. А. Потаев, О. П. Реут, Ф. А. Романюк,
И. И. Сергей, В. Л. Соломахо, С. А. Чижик, А. Н. Чичко,
В. К. Шелег, Й. Эберхардштайнер (*Австрия*),
Б. А. Якимович (*Россия*)

Editorial Board

A. S. Kalinichenko (*Deputy Editor-in-Chief*),
V. V. Babitsky, V. G. Bashtovoi, A. V. Belyi, V. P. Boikov,
S. V. Bosakov, Yu. V. Vasilevich, O. G. Devoino,
K. V. Dobrego, P. I. Diachek, M. Z. Zgurovsky (*Ukraine*),
R. B. Ivut, M. G. Kiselev, V. M. Konstantinov, Ya. N. Kovalev,
V. V. Kozlovsky, N. V. Kuleshov, S. N. Leonovich,
S. A. Maskevich, E. I. Mikhnevich,
Nguyen Thuy Nga (*Vietnam*), M. Opelyak (*Poland*),
O. G. Peniazkov, G. A. Potaev, O. P. Reut, F. A. Romaniuk,
I. I. Sergei, V. L. Solomakho, S. A. Chizhik, A. N. Chichko,
V. K. Sheleg, J. Eberhardsteiner (*Austria*),
B. A. Yakimovich (*Russia*)

Журнал включен в базы данных

Web of Science Core Collection; Emerging Sources Citation Index (ESCI);
Directory of Open Access Journals (DOAJ)

The Journal is included in the following databases

Web of Science Core Collection; Emerging Sources Citation Index (ESCI);
Directory of Open Access Journals (DOAJ)

СОДЕРЖАНИЕ

Машиностроение

Ловшенко Ф. Г., Ловшенко Г. Ф. Критерии выбора легирующих компонентов и базовых композиций для производства механически легированных дисперсно-упрочненных материалов на основе металлов	173
Бойков В. П., Бобровник А. И., Дорохович С. А. Улучшение курсовой устойчивости тракторов «Беларус»	183
Оковитый В. В., Девойно О. Г., Оковитый В. А., Асташинский В. М. Технологические особенности формирования теплозащитных покрытий на основе диоксида циркония	193
Даньков А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи	200

CONTENTS

Mechanical Engineering

Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. Criteria for Selection of Alloying Components and Base Compositions for Manufacturing of Mechanically Alloyed Dispersion-Strengthened Materials on the Basis of Metals	173
Boikov V. P., Bobrovnik A. I., Dorokhovitch S. A. Improvement of Road-Holding Ability for "Belarus" Tractors	183
Okovity V. V., Devoino O. G., Okovity V. A., Astashinsky V. M. Technological Peculiarities in Formation of Thermal Barrier Coatings Based on Zirconium Dioxide	193
Dankov A. M. How to Control Reduction Ratio of Planetary Continuously-Adjustable Gear Train	200

Содержание

Степаненко Д. А., Луговой И. В., Луговой В. П. Влияние формы кольцевого концентратора ультразвуковой системы на коэффициент усиления амплитуды колебаний	209	Stepanenko D. A., Lugovoy I. V., Lugovoy V. P. Shape Effect of Annular Concentrator in Ultrasonic System on Amplification Factor of Vibration Amplitude	209
Зелёный П. В., Щербакова О. К. Математическая модель и методика расчета минимизации радиуса поворота тракторного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством	216	Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device	216
Гундин А. А., Гундина М. А., Чешкин А. Н. Обработка цифровых изображений при дефектоскопии поверхностей промышленных объектов	225	Hundzin A. A., Hundzina M. A., Cheshkin A. N. Processing of Digital Images of Industrial Object Surfaces during Non-Destructive Testing	225
Василевич Ю. В., Довнар С. С., Карабаниук И. А. Конечно-элементный анализ влияния бетонного наполнителя на динамическую жесткость портала тяжелого станка	233	Vasilevich Yu. V., Dounar S. S., Karabaniuk I. A. Finite Element Analysis of Concrete Filler Influence on Dynamic Rigidity of Heavy Machine Tool Portal	233

Естественные науки

Кавриго И. П., Осадчий И. А. Способ определения центра вращения вибрирующего объекта	242
Дробышевская Т. В., Остриков О. М. Задача о расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного единичным двойником в зерне различной формы	247

Natural Sciences

Kauryha I. P., Asadchy I. A. Method for Determination of Rotation Center in Vibrating Object	242
Drabysheuskaya T. V., Ostrikov O. M. Method for Calculation of Stress-Strain State Due to Single Twin in Grain of Various Forms	247

Ответственный секретарь редакции

В. Н. Гурьянчик

Executive Secretary of Editorial Staff

V. N. Guryanichyk

Адрес редакции

Белорусский национальный технический университет
пр. Независимости, 65, корп. 2, комн. 327
220013, г. Минск, Республика Беларусь

Тел. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by

Address

Belarusian National Technical University
Nezavisimosti Avenue, 65, Building 2, Room 327
220013, Minsk, Republic of Belarus

Tel. +375 17 292-65-14

E-mail: sat@bntu.by

Перерегистрировано в Министерстве информации Республики Беларусь 19 декабря 2011 г.
Регистрационный номер 285

С 2002 г. издание выходило под названием «Вестник БНТУ»

ISSN 2227-1031. Подписные индексы 00662, 006622

Подписано в печать 20.05.2016. Формат бумаги 60×84 1/8. Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе.
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 250 экз. Дата выхода в свет . Заказ № .

Отпечатано в БНТУ. Лицензия ЛП № 02330/74 от 03.03.2014.
220013, г. Минск, пр. Независимости, 65.

© Белорусский национальный технический университет, 2016

Критерии выбора легирующих компонентов и базовых композиций для производства механически легированных дисперсно-упрочненных материалов на основе металлов

Доктора техн. наук, профессора Ф. Г. Ловшенко¹⁾, Г. Ф. Ловшенко²⁾

¹⁾Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь),

²⁾Белорусская государственная академия авиации (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Представлены результаты исследования, направленного на создание научно обоснованных критериев выбора легирующих компонентов и базовых композиций для производства механически легированных дисперсно-упрочненных металлических материалов. Надежной основой для решения поставленной задачи служат анализ механизмов дисперсного упрочнения, а также закономерности протекания механически активируемых фазовых и структурных превращений. Для эффективного упрочнения как при низких, так и при высоких температурах материалы должны иметь фрагментированную и полигонизированную структуры с максимально развитой поверхностью границ зерен и субзерен, стабилизированные наноразмерными включениями упрочняющих фаз. Экспериментальные исследования показали, что оптимальный комплекс механических свойств достигается при содержании наноразмерной упрочняющей фазы в количестве 3–5 % (объем). Фазы, применяемые для дисперсного упрочнения, должны обладать высоким значением модуля сдвига, определяющим их твердость и прочность. Критическое напряжение не должно вызывать деформации и разрушения дисперсных частиц. Кроме того, они должны иметь высокую стабильность в контакте с матрицей. Вещества, применяемые в качестве легирующих компонентов при реализации разрабатываемой технологии получения дисперсно-упрочненных материалов, должны отвечать, прежде всего, следующим требованиям: быть дешевыми, доступными и экологически безопасными; взаимодействовать с основой или между собой при температурах, ниже температуры плавления материалов; хотя бы одна из фаз, образующихся в процессе реализации технологии, должна обладать большой термодинамической стабильностью и иметь высокое значение модуля сдвига; другие образующиеся фазы должны улучшать или по меньшей мере не снижать физико-механические свойства материалов.

Ключевые слова: механическое легирование, дисперсное упрочнение, критерии выбора, легирующие компоненты, базовые композиции

Для цитирования: Ловшенко, Ф. Г. Критерии выбора легирующих компонентов и базовых композиций для производства механически легированных дисперсно-упрочненных материалов на основе металлов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 173–182

Criteria for Selection of Alloying Components and Base Compositions for Manufacturing of Mechanically Alloyed Dispersion-Strengthened Materials on the Basis of Metals

F. G. Lovshenko¹⁾, G. F. Lovshenko²⁾

¹⁾Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus),

²⁾Belarusian State Aviation Academy (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper presents results of the investigations pertaining to creation of scientifically substantiated criteria for selection of alloying components and base compositions for manufacturing of mechanically alloyed dispersion-strengthened

Адрес для переписки

Ловшенко Григорий Федорович
Белорусская государственная академия авиации
ул. Уборевича, 77,
220096, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 341-82-29
greg-lovshenko@mail.ru

Address for correspondence

Lovshenko Grigoriy F.
Belarusian State Aviation Academy
77 Uborevich str.,
220096, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 341-82-29
greg-lovshenko@mail.ru

metallic materials. An analysis of dispersion strengthening mechanisms and regularities in mechanically activated phase and structural transformations serve as a reliable basis for solution of the assigned mission. For efficient strengthening at low and high temperatures as well materials must have fragmented and polygonized structure with maximum developed surface of grain and sub-grain boundaries which are stabilized by nano-sized inclusions of strengthening phases. Experimental investigations have shown that an optimum complex of mechanical properties is obtained in the case when nano-sized strengthening phase is equal to 3–5 % (volume). The phases applied for dispersion strengthening must have high value of shear modulus that determines their hardness and strength. Critical compressive stress should not cause deformation and destruction of disperse particles. Furthermore, they must have high stability in contact with a matrix. The substances applied as alloying components for realization of the developed technology on obtaining dispersion-strengthening materials must firstly meet the following requirements: they must be cheap, accessible and ecologically safety; they must interact with the basis or inter se at temperatures which are lower of material melting temperature; one of the phases which is formed in the process of the technology realization must have rather high thermodynamic stability and high value of the shear modulus; other formed phases must improve or, at the least, not reduce physical and mechanical properties of the materials.

Keywords: mechanical alloying, dispersion strengthening, selection criteria, alloying components, base compositions

For citation: Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2016) Criteria for Selection of Alloying Components and Base Compositions for Manufacturing of Mechanically Alloyed Dispersion-Strengthened Materials on the Basis of Metals. *Science & Technique*. 15 (3), 173–182 (in Russian)

Введение

Развитие промышленности, включая общее машиностроение, моторо-, турбино-, авиа-, ракето-, приборостроение, ядерную энергетику, требует создания конструкционных материалов, обладающих высокой прочностью в широком интервале температур. С учетом того что предельная температура эксплуатации классических дисперсно-упрочненных сплавов не превышает $0,6T_{пл}$ основы, решение проблемы находится на пути применения композиционных материалов. Наиболее перспективными из них являются дисперсно-упрочненные композиционные материалы (ДУКМ). Они способны работать при температурах, достигающих $0,85T_{пл}$ основы, и выгодно отличаются от слоистых и волокнистых материалов изотропией свойств. В оптимальном случае структура ДУКМ представляет собой матрицу из металла или сплава, в которой равномерно распределены дисперсные частицы термодинамически стабильной упрочняющей фазы, имеющей высокое значение модуля сдвига. Основные причины, сдерживающие широкое применение композиционных материалов, включая дисперсно-упрочненные, – отсутствие дешевых и доступных исходных компонентов, а также совершенного промышленного способа их изготовления. Промышленные технологии производства ДУКМ, основанные на химических методах, являются дорогостоящими и экологически небезопасными. Исследования последних 30 лет [1–5] показывают, что прогресс в области производства ДУКМ достигается применением технологии с помощью реакционного механического легирования (РМЛ). Она заключается в интенсивной обработке

порошковой смеси определенного состава в энергонапряженной мельнице – механореакторе, в процессе которой происходит механически активируемое взаимодействие между компонентами, вызывающее формирование гранулированной композиции со структурой, имеющей максимально развитую поверхность границ зерен и субзерен, закрепленных и стабилизированных механически синтезированными наноразмерными частицами упрочняющей фазы. Одним из важных этапов этой технологии, на реализацию которого направлено данное исследование, является создание научно обоснованных критериев выбора легирующих компонентов и базовых композиций для производства механически легированных ДУКМ.

Результаты исследования и их обсуждение

Надежной основой для решения поставленной задачи служат анализ механизмов дисперсного упрочнения, а также закономерности протекания механически активируемых фазовых и структурных превращений. Последние являлись предметом многолетних исследований авторов данной статьи, и результаты их отражены в ряде публикаций, основные из которых [1–5].

Анализ дислокационных моделей упрочнения некогерентными частицами. Теория дисперсного упрочнения основана на том, что дисперсные частицы упрочняющей фазы, с одной стороны, должны иметь высокое значение модуля сдвига, исключаящее пересечение их дислокациями и разрушение, а с другой – обладать инертностью к основе. Большинство исследований механизма упрочнения металлов некоге-

рентными и недеформируемыми частицами базируется на предложенной Орованом модели обхода частиц дислокациями в плоскости скольжения с генерированием вокруг частиц дислокационных петель. В соответствии с этим при движении краевой дислокации по механизму скольжения под действием приложенного внешнего напряжения ей приходится преодолевать периодически изменяющееся вдоль фронта равномерно распределенных равновеликих частиц поле напряжений. Если расстояние между частицами намного больше их радиуса, то составляющая поля напряжений в промежутках между частицами имеет минимальное значение и дислокация может прогибаться, принимая волнообразную форму, а затем и преодолевать частицы по механизму, сходному с механизмом размножения Франка – Рида.

Для осуществления элементарного акта микропластического течения сегмент дислокации должен выгнуться до радиуса кривизны, равного половине расстояния между парой частиц. Сегмент может расширяться и позади частиц, оставляя вокруг каждой из них дислокационную петлю. Учет роста упругой энергии дислокации при выгибании, которая может быть охарактеризована линейным натяжением, и связь последнего с радиусом кривизны дислокации приводят к следующему выражению для нижнего предела текучести по Оровану [6, 7]:

$$\sigma_T = \sigma_0 + 2\alpha Gb/L, \quad (1)$$

где σ_0 – предел текучести матричного металла в отсутствие упрочняющих частиц; G – модуль сдвига матрицы; b – вектор Бюргерса; L – расстояние между центрами частиц; α – постоянная, равная 0,5–1,0.

Дополнительные факторы, влияющие на начальное напряжение течения, учтенные М. Эшби [7], уточняют вышеприведенную модель. Первое уточнение учитывает близкодействующие силы, обусловленные наличием в отсутствие внешней нагрузки напряжений в кристалле, содержащем дисперсные частицы. Второе основано на учете зависимости энергии дислокации от угла θ между вектором Бюргерса и касательной к дислокационной линии (при $\theta = 0$ – винтовая дислокация; при $\theta = 90^\circ$ – краевая дислокация). Кроме того, в модели М. Эшби [7] учтено также взаимодействие между соседними выгнутыми петлями, приближающее конфигурацию дислокационной линии к эллиптической полупетле.

Для учета неоднородности размера упрочняющих частиц в выражение (1), описывающее связь предела текучести с параметрами дисперсной фазы, введен статистический коэффициент, равный 0,85 [8]:

$$\sigma_T = \sigma_0 + 0,85 \frac{Gb}{2\pi(\bar{L} - \bar{d})} \Phi \ln \left(\frac{\bar{d}}{db} \right), \quad (2)$$

где $\bar{L}$ – среднее расстояние между частицами, $\bar{L} = \sqrt{\frac{8}{3\Sigma_i V_i/r_i^2}}$ [9]; V_i – объемная доля частиц радиусом r_i ; $\bar{d}$ – средний диаметр частиц; Φ – ориентационный множитель, учитывающий относительную роль дислокаций разного типа, $\Phi = 0,5[1 + (1 - \nu)^{-1}]$.

В [10] дополнительное напряжение при деформации ДУКМ связано с накоплением остаточных дислокационных петель вокруг частиц, создающим обратное напряжение, которое должны преодолевать движущиеся дислокации. В этом случае кривая «напряжение – деформация» имеет линейный характер и задается уравнением

$$\sigma = \sigma_0 + 6Gf^{3/2}\varepsilon, \quad (3)$$

где f – объемная доля частиц; ε – пластическая деформация.

Линейная зависимость между приростом напряжения течения и $f^{3/2}$ экспериментально подтверждена при деформациях менее 2 %. При больших деформациях она переходит в параболическую кривую. В [8] параболическая зависимость между напряжением и деформацией описывается уравнением

$$\sigma = \sigma_0 + CG\sqrt{bf\varepsilon/d}, \quad (4)$$

где C – коэффициент, равный 0,1–0,4.

Недостатком приведенных моделей деформационного упрочнения, ставящим под сомнение возможность их применения для жаропрочных материалов, является отсутствие учета процессов возврата и рекристаллизации, имеющих место при температурах более $0,3T_{пл}$.

Известна теория установившейся ползучести крупнозернистых ДУКМ [11], построенная исходя из допущений, что микроструктура и дислокационная структура в процессе ползучести не меняются, а скорость установившейся ползучести контролируется переползанием дислокаций через частицы. Установившуюся ползучесть обеспечивает динамическое равно-

весе между процессами аннигиляции и генерации дислокационных петель. При низких напряжениях скорость установившейся ползучести $\dot{\epsilon}_{уст}$, согласно этой теории, описывается выражением

$$\dot{\epsilon}_{уст} = \pi \sigma D_c b^3 / (2d^2 kT), \text{ или } \dot{\epsilon}_{уст} \sim \sigma / d^2, \quad (5)$$

где σ – приложенное напряжение; D_c – коэффициент самодиффузии матрицы; b – вектор Бюргерса; d – диаметр частиц; k – постоянная Больцмана; T – абсолютная температура.

При напряжениях, достаточных для обхода дислокациями частиц с образованием петель и плоских скоплений, скорость ползучести контролируется переползанием остаточных петель и определяется диффузией вакансий к линии дислокации или от нее. В этом случае скорость установившейся ползучести задается уравнением

$$\dot{\epsilon}_{уст} = 2\pi \sigma^4 \lambda^2 D_c / (dG^3 kT), \text{ или } \dot{\epsilon}_{уст} \sim \sigma^4 \lambda^2 / d, \quad (6)$$

где λ – расстояние между частицами.

Если обычные дислокационные источники в материале не активируются, а дислокации порождаются несовершенствами структуры, например границами зерен в мелкозернистых материалах, количественное описание процесса установившейся ползучести отсутствует [12].

Дислокационные модели не позволяют дать не только количественного, но и качественного описания влияния дисперсного упрочнения материалов на длительную прочность, что обусловлено необходимостью учета таких факторов, как скорость распространения трещин, скорость ползучести на всех стадиях, механизмы течения и разрушения. Вклад каждого из них в долговечность в настоящее время не установлен. Следует отметить, что расчеты, выполненные с применением вышеприведенных моделей, как правило, не совпадают с экспериментальными данными. Критический анализ и допустимая область применения рассмотренных моделей приведены в [13–15]. Для создания обобщенной теории упрочнения металлов и сплавов некогерентными дисперсными частицами необходимо учитывать многочисленные факторы, влияющие на подвижность дислокаций, такие как морфология частиц и тип их связи с матрицей, наличие примесных атомов, строение границ, различия в механизмах преодоления дислокациями препятствий и др.

Исследования в области создания ДУКМ и прогнозирование их свойств в настоящее время находятся на стадии накопления теоретического и экспериментального материалов. Несмотря на это, имеющиеся теоретические и экспериментальные данные [1–5, 14–19] позволяют сделать важные для практики выводы. Основные из них заключаются в следующем: дисперсное упрочнение имеет преимущества перед другими методами повышения прочности в интервале температур $(0,60–0,95)T_{пл}$; дисперсное упрочнение начинает заметно проявляться при среднем расстоянии между частицами упрочняющей фазы менее 10 мкм; наибольший эффект имеет место в материалах со средним межчастичным расстоянием 0,1–0,5 мкм, при этом средний размер частиц должен находиться в пределах 0,01–0,05 мкм.

Влияние структурных факторов, объема и дисперсности упрочняющих частиц на механические свойства поликристаллических ДУКМ. Область применения и достоверность вышеприведенных теоретических зависимостей сужается при использовании для расчетов характеристик прочности и текучести реальных дисперсно-упрочненных поликристаллических материалов. В этом случае наряду с прямым эффектом упрочнения, связанным с дополнительным напряжением, необходимым для движения дислокаций при наличии в матрице второй фазы, существенную роль играет косвенный, обусловленный их структурными особенностями – наличием развитой поверхности границ зерен и субзерен, являющейся надежным препятствием движению дислокаций. При этом механизм субструктурного и зеренного упрочнений в ДУКМ проявляется иначе, чем в обычных металлах и сплавах.

Присутствие мелкодисперсных стабильных включений способно тормозить рост зерна практически до температуры плавления матрицы. До этих же температур сохраняется и тонкая полигональная структура [19–22]. Границы зерен и субзерен, являясь надежными барьерами для дислокаций и действуя примерно с одинаковой эффективностью, дают дополнительное повышение прочности как при низких, так и при высоких температурах. Причем прямой эффект низкотемпературного упрочнения от дисперсных частиц значительно меньше косвенного, обусловленного стабилизацией частицами блочной структуры, формирующейся при деформации.

Предполагается [22], что при температурах, выше $0,5T_{пл}$, и при низких скоростях деформации, когда ее основным механизмом является скольжение по границам зерен, решающую роль в упрочнении приобретает форма зерна. В частности, отношение его длины к диаметру, названное коэффициентом неравномерности зерна. С увеличением последнего упрочнение линейно возрастает. В то же время в материалах со структурой фрагментированных и полигонизированных зерен влияние коэффициента неравномерности зерна не проявляется [23, 24]. Исходя из этого при оценке влияния структурных факторов на прочностные свойства ДУКМ следует учитывать не только форму и размер зерна, но и характер стабильной структуры, формирующейся при деформационно-термической обработке под действием тонких упрочняющих частиц. Высокие механические свойства ДУКМ обусловлены запасенной энергией деформации, представляющей собой в основном энергию дислокационных субструктур. При этом влияние частиц заключается, прежде всего, в закреплении субграниц и стабилизации структуры.

Следует отметить, что в ДУКМ при легировании матрицы элементами, входящими в твердый раствор, действуют те же механизмы упрочнения, что и в обычных сплавах благодаря повышению трения в решетке. Однако проявления этих механизмов в присутствии тонкодисперсных частиц также имеют свои характерные особенности. Поэтому рассматривать суммарный эффект упрочнения ДУКМ как аддитивное влияние на этот показатель таких факторов, как взаимодействие дислокаций с частицами, упрочнение границами зерен и субзерен и растворение в матрице легирующих элементов, что сделано в [25], необоснованно. В общем случае эффект от различных механизмов упрочнения не может быть их простой суммой, поскольку все они взаимосвязаны. В то же время имеют свои специфические особенности проявления, зависящие от температуры, схемы деформации и других факторов.

Таким образом, для эффективного упрочнения как при низких, так и при высоких температурах материалы должны иметь фрагментированную и полигонизированную структуры с максимально развитой поверхностью границ зерен и субзерен, стабилизированные наноразмерными включениями упрочняющих фаз. Данные [1–5] позволяют предположить, что при суб- и микрокристаллическом строениях

основы, зерна которой разделены на блоки, наиболее перспективной будет структура, близкая к агрегатному типу, при образовании которой равномерность дисперсно-упрочняющих фаз нарушается, и наибольшая концентрация их наблюдается по границам зерен и субзерен.

Анализ исследований по влиянию объемной доли упрочняющей фазы на свойства дисперсно-упрочненных никелевых материалов, выполненный в [15], показывает, что ее оптимальное значение составляет 3–5 %. При этом более объективный показатель влияния упрочняющей фазы на прочность – не ее объемное содержание, а среднее межчастичное расстояние. Установлено [15], что предел длительной прочности при 1100 °С является линейной функцией обратной величины среднего межчастичного расстояния. Эти результаты согласуются с моделью Орована. При этом «оровановский» механизм в условиях высокотемпературной ползучести для поликристаллического материала проявляется косвенно и обусловлен непосредственной связью между дисперсностью упрочняющих частиц и формирующейся в процессе деформационно-термической обработки структуры.

Экспериментальные исследования, направленные на создание механически легированных ДУКМ на основе металлов конструкционного назначения, показывают, что оптимальный комплекс механических свойств достигается при содержании наноразмерной упрочняющей фазы, равном 3–5 % (объем) [1–5]. При этом зависимость прочности материалов от объемного содержания упрочняющей фазы при ее изменении от 1 до 5 % близка к линейной.

Критерии выбора упрочняющих фаз. Анализ теорий дисперсного упрочнения показывает, что фазы, применяемые для дисперсного упрочнения, должны обладать высоким значением модуля сдвига, определяющим их твердость и прочность. Критическое напряжение не должно вызывать деформации и разрушения дисперсных частиц. Кроме того, они должны иметь высокую стабильность в контакте с матрицей. Последнее предполагает отсутствие химического взаимодействия ультратонких частиц с матрицей и малую склонность к каолесценции по растворо-осадительному механизму при высоких температурах.

Химическая устойчивость упрочняющих фаз в контакте с матрицей может быть оценена по величине изобарно-изотермического потен-

циала их образования. При выборе упрочняющей фазы следует исходить из того, что изменение изобарно-изотермического потенциала реакции взаимодействия ее с основой должно иметь максимальное положительное значение. Такой подход полностью оправдан в случае работы материала при умеренных температурах, когда растворно-осадительный механизм коалесценции проявляется слабо. Исходя из этих требований можно предположить, что для дисперсного упрочнения эффективно применение ряда оксидов, нитридов, карбидов, боридов, силицидов и в некоторых случаях интерметаллидов, а также тугоплавких металлов. При этом наибольший интерес представляют оксиды.

Термодинамически стабильные оксиды, которые в той или иной мере могут быть использованы в качестве упрочняющих фаз, по мере возрастания ΔG_T^0 их образования от $\sim(-600)$ кДж/(моль·атом О) до $\sim(-450)$ кДж/(моль·атом О) располагаются в следующем порядке: CaO, ThO₂, Y₂O₃, BeO, MgO, La₂O₃, HfO₂, UO₂, Al₂O₃, ZrO₂, GeO₂, TiO₂ [26, 27]. Все они имеют микротвердость $H_{0,49} > 2000$, что дает основание для предположения о высоком значении величины их модуля сдвига. С учетом безопасности, доступности и коррозионной стойкости круг перспективных для дисперсного упрочнения соединений существенно сужается и включает MgO, Al₂O₃, ZrO₂ и в определенной мере BeO, а также оксиды редкоземельных металлов. Если принимать во внимание вышеприведенные ограничения, в качестве упрочняющих фаз заслуживают внимания также нитриды ZrN, TiN, AlN, ΔG_T^0 образования которых изменяется от $\sim(-330)$ кДж/(моль·атом N) до $\sim(-290)$ кДж/(моль·атом N) [26, 27]. Вместе с тем в связи с химической инертностью молекулярного азота можно предположить, что непосредственный синтез нитридов в процессе реализации технологии маловероятен. Из карбидов наибольшей термодинамической стабильностью характеризуются HfC, ZrC, TiC, Nb₂C, TaC, Ta₂C, NbC. В приведенном ряду ΔG_T^0 образования увеличивается от $\sim(-200)$ кДж/(моль·атом С у HfC) до $\sim(-135)$ кДж/(моль·атом С у NbC). У таких карбидов, как Mo₂C, VC, Al₄C₃, ΔG_T^0 образования еще выше и составляет $\sim(-50)$ кДж/(моль·атом С) [26, 27]. Как следует из данных, представленных для некоторых кар-

бидов и нитридов (табл. 1), большинство приведенных соединений имеют высокие значения температуры плавления и микротвердость, что указывает на перспективность использования их в качестве упрочняющих фаз в жаропрочных материалах.

Недостаток карбидов и нитридов как упрочняющих фаз – относительно высокое значение изобарно-изотермического потенциала их образования, что оказывает негативное влияние как на скорость протекания механохимических превращений, так и на стойкость механически синтезированных частиц в контакте с основой. Исходя из этого наиболее перспективными в качестве упрочняющих фаз для дисперсного упрочнения являются вышеприведенные оксиды, синтезированные в процессе реализации технологии.

Таблица 1

Характеристики карбидов и нитридов
Characteristics of carbides and nitrides

Соединение	Энергия Гиббса образования ΔG_T^0 , кДж/(моль·атом С (N))	Температура плавления $T_{пл}$, °C [28]	Микротвердость, HV [28]
HfC	195	3890	2910
ZrC	180	3530	2925
TiC	180	3260	2850
TaC	160	3880	1600
NbC	135	3760	1961
Mo ₂ C	55	2690	1479
VC	50	2830	2094
Al ₄ C ₃	50	–	–
ZrN	335	3700	1520
TiN	310	3280	1994
AlN	295	2350	1230

Полиморфные превращения сопровождаются объемными изменениями и ослаблением межатомной связи и как следствие снижением прочности и стабильности соединения. В связи с этим предпочтение следует отдавать упрочняющим фазам, не испытывающим полиморфных превращений, по меньшей мере в интервале рабочих температур материала. Таким образом, основными критериями при выборе упрочняющих фаз являются высокие значения модуля сдвига, твердости, прочности, отсутствие полиморфных превращений в области рабочих температур, химическая стабильность.

Методика подбора легирующих компонентов. Механически активируемое химическое взаимодействие между компонентами, имеющее место при механическом легировании, сопряжено с диссипацией энергии в твердой фазе.

Для его описания необходимо использовать термодинамику необратимых процессов. Наличие явления диссипации энергии делает теоретически возможным протекание реакций как с положительным, так и с отрицательным сродством, обуславливает метастабильное состояние механически легированных систем [29]. Увеличение энергонапряженности обработки расширяет область этих превращений. Следует отметить, что режимы, применяемые в практике механического легирования, характеризуются относительно низкой энергонапряженностью, при которой возможность реакций с отрицательным сродством близка к нулю, и наиболее вероятны механохимические превращения с минимальной энергией Гиббса. Зависимость механически активируемых реакций от большого количества факторов и отсутствие необходимых данных для расчета не позволяют корректно описать реальный процесс.

Для механохимических превращений характерна низкая эффективность [29]. В связи с этим состояние равновесия в процессе обработки в механореакторе большинства композиций, исключая системы, реагирующие по механизму, подобному тепловому взрыву, как правило, не достигается. Однако с учетом того, что механически легированные композиции при последующей переработке в полуфабрикаты подвергаются длительному высокотемпературному воздействию, в большинстве случаев фазовый состав конечного продукта приближается к равновесному, и, как показывает практика, достаточно надежным методом его прогнозирования является термодинамический анализ равновесных процессов [3].

Термодинамическое моделирование реакций – универсальный инструмент исследования, широко используемый в различных областях современного материаловедения. Оно позволяет определить равновесный состав многофазной многокомпонентной химически реагирующей системы в различных условиях, оценить возможное отклонение от равновесия, построить равновесные диаграммы состояния для многокомпонентных систем. Применительно к процессам синтеза новых материалов с помощью термодинамического моделирования можно сделать заключение о возможных физико-химических механизмах взаимодействия и фазообразования. Известны два метода расчета равновесного состава многокомпонентных гетерогенных реагирующих систем: метод констант равновесия и метод минимизации энер-

гии Гиббса всей системы в целом при заданных условиях взаимодействия. В данной статье для термодинамического моделирования равновесного состояния системы при механическом легировании использована универсальная программа «АСТРА-4». В ней расчет равновесного состава гетерогенной многокомпонентной системы осуществляется путем нахождения локального экстремума энтропии системы при наличии ограничений (условие сохранения массы каждого элемента и полной внутренней энергии системы) при заданном исходном составе и термодинамическом режиме (в данном случае – адиабатическом). В базу термодинамических данных этой программы входит большое число неорганических соединений, являющихся надежной основой для расчета равновесного фазового состава алюминиевых, медных, железных и никелевых систем, исследованных авторами.

В первом приближении вещества, применяемые в качестве легирующих компонентов при реализации разрабатываемой технологии получения ДУКМ, основанной на реакционном механическом легировании, должны отвечать следующим требованиям:

- быть дешевыми, доступными и экологически безопасными;
- взаимодействовать с основой или между собой при температурах, ниже температуры плавления материалов;
- хотя бы одна из фаз, образующихся в процессе реализации технологии, должна обладать большой термодинамической стабильностью и иметь высокое значение модуля сдвига;
- другие образующиеся фазы должны улучшать или по меньшей мере не снижать физико-механические свойства материалов.

Таким образом, определение преобладающего направления фазовых превращений, имеющих место в системе, и фазовый состав получаемых композиций являются основными факторами, требующими учета при проектировании исходного состава шихты для ДУКМ, получаемого с применением реакционного механического легирования. При этом научная база для решения этой задачи – нижеприведенные закономерности и зависимости, установленные на основе анализа более ранних результатов исследований [1–5, 30–33], дополненных и расширенных новыми:

- для получения ДУКМ разного функционального назначения в общем случае как с теоретической, так и с практической стороны

представляют интерес системы «основной металл – вещество, содержащее О, С, N в комплексе или в отдельности, – элемент, имеющий высокое сродство к О, С, N»; последним может быть и металл основы, как это имеет место, например, в алюминиевых материалах;

- кислород, углерод или азот эффективно вводить в шихту связанными в химические соединения – оксиды, гидроксиды, карбонаты, нитраты и органические соединения, имеющие низкую термодинамическую стабильность; использование этого приема существенно упрощает технологический процесс получения механически легированных композиций, улучшает воспроизводимость результатов и увеличивает значения прочности и, прежде всего, жаропрочности материала;

- в данных системах в процессе реализации технологии протекают механически и термически активируемые превращения, конечными продуктами которых являются оксиды, карбиды, нитриды, обладающие высокими значениями термодинамической стабильности и модуля сдвига и эффективно упрочняющие основу;

- механически активируемое взаимодействие между компонентами инициируется ударным воздействием рабочих тел на композиционные частицы и протекает «по частям» – реакция затухает из-за теплопотерь и возобновляется при последующим ударном нагружении;

- исходя из комплекса термодинамических и физико-механических свойств, наиболее предпочтительными упрочняющими фазами для жаропрочных ДУКМ являются оксиды;

- при механическом легировании в механореакторах вибрационного типа композиций с относительно невысокой концентрацией реагирующих компонентов фазовые превращения происходят в направлении уменьшения свободной энергии систем; протекание механохимических превращений с положительным значением ΔG_T^0 взаимодействия между компонентами не установлено;

- для достаточно полного протекания механически активируемого взаимодействия между легирующими компонентами по меньшей мере один из них, как правило легирующий металл, должен обладать высокой растворимостью в основе;

- скорость и полнота протекания однотипных механически активируемых реакций возрастают с уменьшением значения ΔG_T^0 взаимо-

действия между компонентами; в композициях системы «основной металл – легирующий оксид – металл, имеющий высокое сродство к кислороду» механически активируемые окислительно-восстановительные процессы получают существенное развитие при величине ΔG_T^0 реакции более 200–250 кДж/(моль·атом О), процесс карбидообразования с приемлемой для практики скоростью протекает в системах с ΔG_T^0 реакции более 80 кДж/(моль·атом С);

- механохимические превращения характеризуются относительно низкой эффективностью, и состояние равновесия в процессе обработки шихты в механореакторе в разбавленных системах не достигается;

- последующая термическая обработка механически легированных композиций, находящихся в термодинамически неравновесном состоянии, активирует превращения, направленные на уменьшение свободной энергии системы;

- после термической обработки при температурах $(0,7-0,9)T_{пл.основы}$ фазовый состав механически легированных композиций приближается к равновесному, но не достигает его; наряду с равновесными фазами в структуре, как правило, присутствуют исходные компоненты и продукты термодинамически разрешенных промежуточных превращений.

ВЫВОД

Приведенные закономерности и зависимости, экспериментальной основой установления которых являлись результаты многочисленных исследований фазовых превращений при механическом легировании разнообразных по составу композиций на основе алюминия, меди, железа и никеля в лабораторных и промышленных энергонапряженных вибротельных, обеспечивающих нормальное ускорение рабочих тел (находящееся в пределах 120–180 м/с²), – универсальны и выполняются при реализации процесса в механореакторах других типов, имеющих реальное практическое применение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Витязь, П. А. Механически легированные сплавы на основе алюминия и меди / П. А. Витязь, Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. Минск: Беларус. навука, 1998. 352 с.

2. Ловшенко, Г. Ф. Теоретические и технологические аспекты создания наноструктурных механически легированных материалов на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2005. 276 с.
3. Ловшенко, Г. Ф. Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко, Б. Б. Хина; под ред. Ф. Г. Ловшенко. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2008. 679 с.
4. Ловшенко, Ф. Г. Наноструктурные механически легированные материалы на основе никеля / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. Минск: БНТУ, 2012. 297 с.
5. Ловшенко, Ф. Г. Композиционные наноструктурные механически легированные порошки для газотермических покрытий / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. 216 с.
6. Физика прочности и пластичности / под ред. М. Эшби. М.: Металлургия, 1972. 304 с.
7. Ashby, M. F. The Hardening of Metals by Non-Deforming Particles / M. F. Ashby // *Metallkunde*. 1964. Bd. 55, No 1. P. 5–17.
8. Ashby, M. F. Oxide Dispersion Strengthening / M. F. Ashby // *Proc. Second Bolton – Landing Conf / G. S. Ansell [et al.]*. N.-Y.: Gordon and Breach, 1968. P. 143–205.
9. Wilcox, B. A. Creep of Thoriated Nickel Above and Below $0,5T_m$ / B. A. Wilcox, A. H. Claur // *Trans. AIME*. 1966. Vol. 236, No 4. P. 570–580.
10. Fisher, J. C. The Hardening of Metal Crystals by Precipitate Particles / J. C. Fisher, E. W. Hart, R. H. Pry // *Acta Metallurgica*. 1953. Vol. 1, No 3. P. 336–339.
11. Ansell, G. S. Creep of a Dispersion-Hardened Aluminum Alloy / G. S. Ansell, J. Weertmann // *Trans. AIME*. 1959. Vol. 215, No 5. P. 838–843.
12. Физическое металловедение: в 3 т. / под ред. Р. Кана. М.: Мир, 1968.
13. Ashby, M. F. The Theory of Critical Shear Stress and Work Hardening of Dispersion-Hardened Crystals / M. F. Ashby, G. S. Ansell, T. D. Cooper // *Oxide Dispersion Strengthening: Metallurgical Society Conf.* N.-Y.: Corden and Breach, 1966. P. 143–205.
14. Портной, К. И. Дисперсно-упрочненные материалы / К. И. Портной, Б. Н. Бабич. М.: Металлургия, 1974. 200 с.
15. Портной, К. И. Композиционные материалы на никелевой основе / К. И. Портной, Б. Н. Бабич, И. Л. Светлов. М.: Металлургия, 1979. 264 с.
16. Fisher, J. C. Dispersion Strengthened Metals / J. C. Fisher, E. W. Hart, K. M. Pry // *Acta Metallurgica*. 1953. Vol. 1, No 1. P. 336–343.
17. Ansell, G. S. Criteria for Yielding of Dispersionstrengthened Alloys / G. S. Ansell, F. V. Lenel // *Acta Metallurgica*. 1960. Vol. 8, No 9. P. 612–616.
18. Каттрелл, А. Х. Дислокации и пластическое течение в кристаллах / А. Х. Каттрелл. М.: Металлургиздат, 1958. 264 с.
19. Petch, N. J. The Cleavage Strength of Polycrystals / N. J. Petch // *Iron Steel Inst.* 1953. Vol. 174, No 1. P. 25–28.
20. Портной, К. И. Об особом характере рекристаллизации дисперсно-упрочненного никеля / К. И. Портной, Е. Р. Горобец // *Сплавы цветных металлов*. М.: Наука, 1972. С. 156–160.
21. Структура и свойства композиционных материалов / К. И. Портной [и др.]. М.: Машиностроение, 1979. 255 с.
22. Wilcox, B. A. The Role of Grain Size and Shape in Strengthening of Dispersion Hardened Nickel Alloys / B. A. Wilcox, A. H. Claur // *Acta Metallurgica*. 1972. Vol. 20, No 5. P. 743–757.
23. Petrovic, J. J. Elevated Temperature Deformation of TD-Nikel / J. J. Petrovic, L. J. Ebert // *Metal. Trans.* 1973. Vol. 4, No 5. P. 1301–1308.
24. Greval, M. S. The Influence of Mechanical Deformation on the Mechanical Properties of TD-Nikel / M. S. Greval, S. A. Sactri, N. J. Crant // *Metal. Trans.* 1975. Vol. 6A, No 7. P. 1393–1404.
25. Modern Developments in Powder Metallurgy / H. Hausner [et al.]. N.-Y.–London: Premium-Press. 1971. Vol. 5. 494 p.
26. Термодинамические свойства неорганических веществ: справ. / У. Д. Верятин [и др.]. М.: Атомиздат, 1965. 460 с.
27. Смитлз, К. Дж. Металлы: справ.; пер. с англ. / К. Дж. Смитлз. М.: Металлургия, 1980. [Перевод изд.: *Metals Reference Book / C. I. Smithells – Butterworth*. London, 1976].
28. Свойства порошков металлов, тугоплавких соединений и спеченных материалов / под ред. И. М. Федорченко // Академия наук Украинской ССР, Институт проблем материаловедения. Киев: Наук. думка, 1978. 184 с.
29. Хайнике, Г. М. Трибохимия: пер. с англ. / Г. М. Хайнике. М.: Мир, 1987. 584 с.
30. Ловшенко, Ф. Г. Анализ фазовых и структурных превращений при механическом легировании систем на основе меди / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2014. № 4. С. 30–41.
31. Ловшенко, Ф. Г. Влияние механического легирования на фазовый состав и теплосодержание термореагирующих порошковых композиций на основе железа и никеля / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко, А. С. Федосенко // *Литье и металлургия*. 2014. № 4. С. 99–108.
32. Ловшенко, Ф. Г. Закономерности формирования фазового состава, структуры и свойств при механическом легировании двойных алюминиевых композиций / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Наука и техника*. 2015. № 1. С. 3–13.
33. Ловшенко, Ф. Г. Закономерности формирования структуры и фазового состава двухкомпонентных механически легированных композиций на основе железа / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // *Литье и металлургия*. 2015. № 1. С. 113–122.

Поступила 24.08.2015

Подписана в печать 27.10.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Vityaz P. A., Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (1998) *Mechanically Doped Alloys on the Basis of Aluminium*

- and Copper. Minsk, Belaruskaya Navuka. 352 (in Russian).
2. Lovshenko, G. F., Lovshenko F. G. (2005) *Theoretical and Technological Aspects for Creation of Nano-Structural Mechanically Doped Materials on the Basis of Metals*. Mogilev: Belarusian-Russian University. 276 (in Russian).
3. Lovshenko G. F., Lovshenko F. G., Khina B. B. (2008) *Nano-Structural Mechanically Doped Materials on the Basis of Metals*. Mogilev: Belarusian-Russian University. 679 (in Russian).
4. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2012) *Nano-Structural Mechanically Doped Materials on the Basis of Nickel*. Minsk: BNTU. 297 (in Russian).
5. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2013) *Composite Nano-Structural Mechanically Doped Powders for Gas-Thermal Coatings*. Mogilev: Belarusian-Russian University. 216 (in Russian).
6. Ashby M. ed. (1972) *Physics of Strength and Plasticity*. Moscow, Metallurgiya. 304 (in Russian).
7. Ashby M. F. (1964) The Hardening of Metals by Non-Deforming Particles. *Metallkunde*, 55 (1), 5–17.
8. Ashby M. F. (1968) Oxide Dispersion Strengthening. Ansell G. S., Cooper T. D., Lenel F. V. (ed.). *Proc. Second Bolton – Landing Conf.* New York, Gordon and Breach, 143–205.
9. Wilcox B. A., Claur A. H. (1966) Creep of Thoriated Nickel Above and Below $0.5T_m$. *Trans. AIME*, 236 (4), 570–580.
10. Fisher J. C., Hart E. W., Pry R. H. (1953) The Hardening of Metal Crystals by Precipitate Particles. *Acta Metallurgica*, 1 (3), 336–339.
11. Ansel G. S., Weertmann J. (1959) Creep of a Dispersion-Hardened Aluminum Alloy. *Trans. AIME*, 215 (5), 838–843.
12. Kan R. ed. (1968) *Physical Metallurgy*. Moscow, Mir. (in Russian).
13. Ashby M. F., Ansell G. S., Cooper T. D. (1966) The Theory of Critical Shear Stress and Work Hardening of Dispersion-Hardened Crystals. *Oxide Dispersion Strengthening: Metallurgical Society Conf.* New York, Corden and Breach, 143–205.
14. Portnoy K. I., Babich B. N. (1974) *Dispersion-Strengthened Materials*. Moscow, Metallurgiya. 200 (in Russian).
15. Portnoy K. I., Babich B. N., Svetlov I. L. (1979) *Composite Materials on Nickel Basis*. Moscow, Metallurgiya. 264 (in Russian).
16. Fisher J. C., Hart E. W., Pry K. M. (1953) Dispersion Strengthened Metals. *Acta Metallurgica*, 1 (1), 336–343.
17. Ansel G. S., Lenel F. V. (1960) Criteria for Yielding of Dispersion-Strengthened Alloys. *Acta Metallurgica*, 8 (9), 612–616.
18. Cottrell A. H. (1958) *Dislocation and Plastic Flow in Crystals*. Moscow, Metallurgizdat. 264 (in Russian).
19. Petch N. J. (1953) The Cleavage Strength of Polycrystals. *Iron Steel Inst.*, 174 (1), 25–28.
20. Portnoy K. I., Gorobets E. R. (1972) On Specific Character of Recrystallization of Dispersion-Strengthened Nickel. *Splavy Tsvetnykh Metallov. Sbornik Statei* [Alloys of Non-Ferrous Metals. Collection Of Papers]. Moscow, Nauka, 156–160 (in Russian).
21. Portnoy K. I., Salibekov S. E., Svetlov I. L., Chubarov V. M. (1979) *Structure and Properties of Composite Materials*. Moscow, Mashinostroyeniye. 255 (in Russian).
22. Wilcox B. A., Claur A. H. (1972) The Role of Grain Size and Shape in Strengthening of Dispersion Hardened Nickel Alloys. *Acta Metallurgica*, 20 (5), 743–757. DOI: 10.1016/0001-6160(72)90103-4.
23. Petrovic J. J., Ebert L. J. (1973) Elevated Temperature Deformation of TD-Nickel. *Metallurgical Transactions*, 4 (5), 1301–1308. DOI: 10.1007/BF02644525.
24. Grewal M. S., Sastri S. A., Crant N. J. (1975) Structure-Property Relationships in Thermomechanically Treated Beryllia Dispersed Nickel. *Metallurgical Transactions*, 6A (7), 1393–1404. DOI: 10.1007/BF02641932.
25. Hausner H., Domşa A., Szabó L., Spířchez Z., Pálfalvi A. (1971) *Modern Developments in Powder Metallurgy*. Vol. 5. New York, London, Premium-Press. 494.
26. Veryatin U. D., Mashirev V. P., Riabtsev N. G., Tarasov V. I., Rogozkin B. D., Korobov I. V., Zefirov A. P. (1965) *Thermodynamic Properties of Inorganic Matters*. Moscow, Atomizdat. 460 (in Russian).
27. Smithells C. J. (1976) *Metals Reference Book*. London, Butterworth. London. (Russ. ed.: Smithells C. J. (1980) *Metally. Spravochnik*. Moscow, Metallurgiya).
28. Fedorchenko I. M. ed. (1978) *Properties of Powders, Metals, High-Melting Compounds and Sintered Materials*. Kiev, Naukova Dumka. 184 (in Russian).
29. Heiniche G. M. (1984) *Tribochemistry*. Berlin, Akademie-Verlag (Russ. ed.: Heiniche G. M. (1987) *Tribokhimiia*. Moscow, Mir. 584).
30. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2014) Analysis of Phase and Structural Transformations During Mechanical Alloying of Systems on the Basis of Copper. *Vestnik Belorussko-Rossiiskogo Universiteta* [Bulletin of the Belarusian-Russian University], (4), 30–41 (in Russian).
31. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F., Fedosenko A. S. (2014) Influence of Mechanical Alloying on Phase Composition and Heat Content of Heat Sensitive Powder Compositions on the Basis of Ferrum and Nickel. *Lityo i Metallurgiya* [Foundry Production and Metallurgy], (4), 99–108 (in Russian).
32. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2015) Regularities in Formation of Phase Composition, Structure and Properties During Mechanical Alloying of Double Aluminium Compositions. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (1), 3–13 (in Russian)
33. Lovshenko F. G., Lovshenko G. F. (2015) Regularities in Formation of Structure and Phase Composition of Two-Component Mechanically Doped Compositions on the Basis of Ferrum. *Lityo i Metallurgiya* [Foundry Production and Metallurgy], (1), 113–122 (in Russian).

Received: 24.08.2015

Accepted: 27.10.2015

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-183–192

УДК 629.113.01

Улучшение курсовой устойчивости тракторов «Беларус»

Доктора техн. наук, профессора В. П. Бойков¹⁾, А. И. Бобровник¹⁾, асп. С. А. Дорохович²⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь),

²⁾Белорусский аграрный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Внедрение новых эффективных систем тормозов энергонасыщенных тракторов имеет большое значение для сельскохозяйственного производства. Зарубежные тракторостроительные компании внедряют в тракторы системы тормозов, которые, помимо основной задачи торможения колес, выполняют функции поддержания заданного направления движения. В статье рассмотрены достижения в области электронных систем курсовой устойчивости тракторов. Составлена диаграмма удельного веса энергонасыщенных тракторов в общем объеме экспорта тракторов и машин, выпущенных в Беларуси за 2007–2010 гг. Предложена сравнительная диаграмма скоростей мировых производителей тракторов, которая может служить показателем скорости и курсовой устойчивости тракторов с электронными системами курсовой устойчивости и без них. Произведены анализ различных тормозных механизмов планетарных передач, а также детальное рассмотрение их конструкции. Показана схема лабораторной установки для проведения исследования по использованию планетарной передачи в качестве тормозного механизма при изменении условий заклинивания. Получены графические зависимости силы тока и напряжения от тормозного момента, прикладываемого к планетарной передаче. Энергонасыщенные тракторы «Беларус» класса 5 в настоящее время не имеют отдельного торможения каждого из четырех колес. Поэтому предлагается для реализации данной конструкции за основу рабочего тормоза использовать уже имеющиеся в каждом колесе планетарные редукторы конечной передачи. При такой схеме можно обеспечить внедрение электронных систем курсовой устойчивости. На основе существующих автомобильных электронных систем составлена обобщенная схема электронной системы курсовой устойчивости для трактора, которая сможет обеспечить отдельное торможение всех колес трактора.

Ключевые слова: курсовая устойчивость, трактор, тормоз, планетарный редуктор

Для цитирования: Бойков, В. П. Улучшение курсовой устойчивости тракторов «Беларус» / В. П. Бойков, А. И. Бобровник, С. А. Дорохович // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 183–192

Improvement of Road-Holding Ability for “Belarus” Tractors

V. P. Boikov¹⁾, A. I. Bobrovnik¹⁾, S. A. Dorokhovich²⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾Belarusian State Agrarian Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Introduction of new efficient braking systems for energy-packed tractors is of great importance for agricultural production. Foreign tractor manufacturing companies are implementing brake systems and in addition to their main function they fulfil function for holding of the given driving direction. The paper considers achievements in the field of electronic systems for tractor road-holding ability. A diagram on proportion of high-power tractors in total export volume of tractors and machinery manufactured in Belarus in the period of 2007–2010 has been drawn in the paper. The paper also proposes a comparative diagram on tractor speeds of international manufacturers which can serve as indicators of speed and road-holding ability of tractors with special electronic systems and without them. The paper contains an analysis of various braking mechanisms of planetary gears and detailed description of their design. A scheme of a laboratory facility for investigation of planetary gear usage as a breaking mechanism while changing conditions of jamming has been presented in the paper. The paper provides description on graph dependencies of current strength and voltage on as a function of the braking torque which is

Адрес для переписки

Бобровник Александр Иванович
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-95-96
trak_atf@bntu.by

Address for correspondence

Bobrovnik Alexander I.
Belarusian National Technical University
12 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-95-96
trak_atf@bntu.by

applied to a planetary gear. Nowadays energy-packed “Belarus”-tractors of Class 5 do not have a separate braking for each of four wheels. Therefore, it is proposed to use planetary gearbox of the rear-axle drive being available in every wheel as the basis of a service brake with the purpose to implement the described design. Using such scheme it is possible to execute an introduction of electronic systems for road-holding ability. A generalized scheme of an electronic system for tractor road-holding ability which can ensure separate breaking of all tractor wheels has been drawn out on the basis of the existing automotive electronic systems.

Keywords: road-holding ability, tractor, brake, planetary gears

For citation: Boikov V. P., Bobrovnik A. I., Dorokhov S. A. (2016) Improvement of Road-Holding Ability for “Belarus” Tractors. *Science & Technique*. 15 (3), 183–192 (in Russian)

Введение

Интенсивное развитие агропромышленного комплекса республики на основе внедрения высокоэффективных технологий невозможно без создания высокопроизводительных, надежных и экономичных машинно-тракторных агрегатов. Ставится задача повышения качества сельскохозяйственной продукции до уровня, соответствующего самым жестким мировым стандартам, при существенном наращивании производства продукции в объемах, полностью обеспечивающих внутреннюю потребность страны и экономически целесообразный экспорт. Вследствие роста посевных площадей зерновых культур при недостаточном обеспечении мобильной техникой увеличивается продолжительность по времени выполнения технологических операций, что требует повышения рабочих, транспортных скоростей и энергонасыщенности мобильных машин. Одним из основных качеств, ограничивающих возможность увеличения скоростей, является курсовая устойчивость. Под ней понимается совокупность эксплуатационных свойств трактора, характеризующих способность реализовывать задаваемое направление движения при воздействии оператора на органы управления. От скорости и курсовой устойчивости трактора напрямую зависит время, затрачиваемое на выполнение технологических операций.

Цель исследований авторов – поиск путей повышения курсовой устойчивости тракторов «Беларус».

Основная часть

За последние пять лет в соответствии с Государственной программой устойчивого развития села машинно-тракторный парк республики к концу 2015 г. обновился 1098 тракторами и другой мобильной техникой. Наибольшего выпуска и поставки потребителям тракторов ОАО «МТЗ» достиг в 2011 г. – 75000 шт., в том числе на экспорт – 66800 шт. (рис. 1) [1].

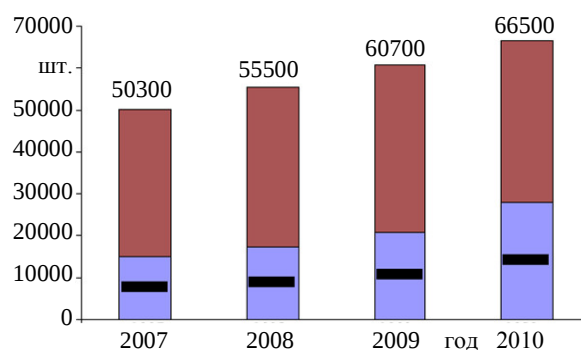


Рис. 1. Удельный вес энергонасыщенных тракторов в общем объеме экспорта тракторов и машин, выпущенных в Беларуси за 2007–2010 гг.:

■ – количество тракторов; ■ – количество машин

Fig. 1. Proportion of energy-packed tractors in total export volume of tractors and machinery manufactured in the Republic of Belarus in the period of 2007–2010:

■ – number of tractors; ■ – number of machines

При этом удельный вес энергонасыщенных тракторов в общем объеме экспорта увеличивается. Курсовая устойчивость является комплексным свойством и характеризуется поворачиваемостью, т. е. способностью трактора отклоняться в результате увода от направления движения, определяемого положением управляемых колес [2, 3]. Развитие технического прогресса и ужесточение требований, предъявляемых к тракторам и их свойствам, а также постоянное наращивание объемов выпуска энергонасыщенных тракторов новых моделей увеличивают конкуренцию и заставляют внедрять передовые достижения науки и техники. В первую очередь электронные системы курсовой устойчивости, разработанные зарубежными тракторостроительными компаниями JCB (Великобритания), Fendt (Германия), John Deere (США), New Holland (США) и др. (рис. 2).

За основу систем курсовой устойчивости тракторов взяты системы, давно устанавливаемые на автомобили и адаптированные под тракторы.

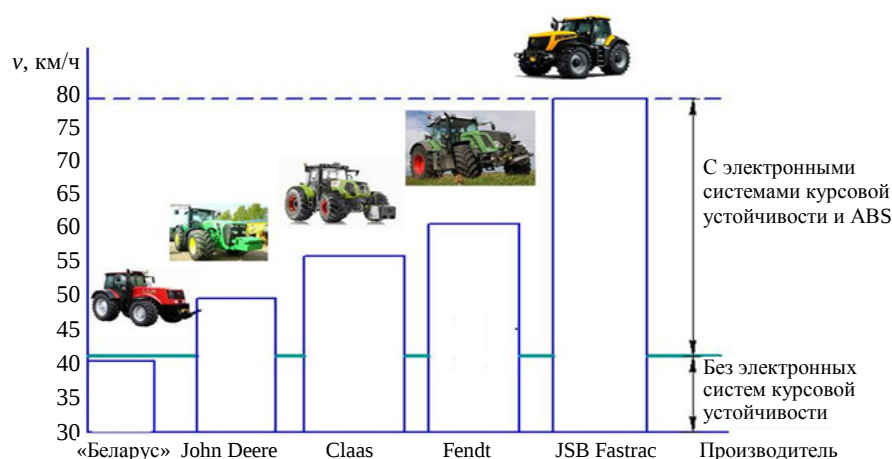


Рис. 2. Сравнительная диаграмма скоростей мировых производителей тракторов с электронными системами курсовой устойчивости и без них

Fig. 2. Comparative diagram on tractor speeds of international manufacturers (with electronic road-holding systems and without them)

Отечественные колесные тракторы «Беларус» по основным технико-экономическим показателям не уступают аналогам мировых производителей. Однако требуется дальнейшая модернизация основных базовых моделей тракторов по улучшению их управляемости, курсовой устойчивости, маневренности для высокопроизводительного и качественного выполнения сельскохозяйственных операций.

Минский тракторный завод на энергонасыщенных тракторах «Беларус» не применяет электронные системы курсовой устойчивости тракторов ESP и блокировки тормозов ABS, тем самым

ограничивая их скорость. В трансмиссиях колесных тракторов «Беларус» для торможения используются различные тормозные рабочие и стояночные механизмы. Действие данных тормозных механизмов основано на силе трения между затормаживаемыми элементами до достижения момента, который необходим для уменьшения скорости движения или остановки трактора. Так, для трактора «Беларус-3522.5» массой 11900 кг, имеющего максимальную рабочую скорость 40 км/ч при движении с прицепом массой 40000 кг, применены рабочие тормоза – многодисковые, работающие в масле (рис. 3).

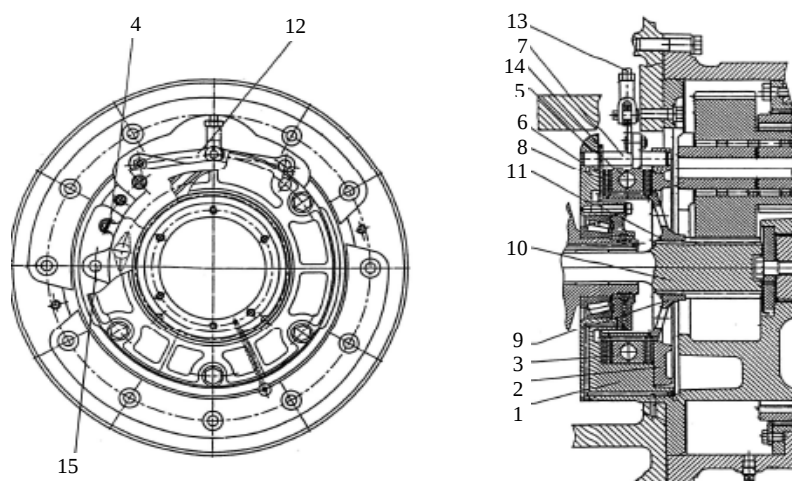


Рис. 3. Тормоз трактора «Беларус-3522.5»: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – нажимной диск; 4 – стяжные пружины; 5 – разжимные шарики; 6 – промежуточный диск; 7, 15 – палец; 8 – фрикционный диск; 9 – ступица; 10 – вал; 11 – стопорное кольцо; 12, 13 – тяга; 14 – опорный диск

Fig. 3. Brake “Belarus-3522.5” tractor: 1 – body; 2 – cover; 3 – pressure disk; 4 – clamping springs; 5 – expanding balls; 6 – intermediate disk; 7, 15 – stud; 8 – friction disk; 9 – hub; 10 – shaft; 11 – closing ring; 12, 13 – rod; 14 – cover plate

Они расположены на ведущих солнечных шестернях бортовых передач задней ведущей оси. Управление рабочими тормозами заблокировано с пневматическим приводом тормозов прицепа. Привод управления рабочими тормозами – гидростатический [4].

Тормоз состоит: из корпуса (рис. 3); крышки; нажимных дисков, стянутых пружинами; разжимных шариков; опорного диска, фиксируемого от проворота пальцами 7; промежуточных дисков, устанавливаемых на пальцы 15 нажимных дисков; фрикционных дисков с металлокерамическими накладками; ступицы, установленной на шлицах вала и зафиксированной на нем стопорным кольцом; тяг 12 и 13. Управление тормозами осуществляется посредством тяг 12, 13, связанных с механизмами привода тормозов. При нажатии на педаль тормоза жидкость поступает в рабочий цилиндр, поршень

которого через толкатель воздействует на рычаг, связанный с тягами 13 и 12. Тяга 13, перемещаясь, поворачивает навстречу друг другу нажимные диски, которые, обкатываясь на разжимных шариках, размещенных в лунках переменного сечения, выполненных на нерабочих поверхностях нажимных дисков, зажимают вращающиеся фрикционные диски между неподвижными деталями, осуществляя торможение трактора.

Передний ведущий мост трактора «Беларус-3522.5» – соосного типа, с конечными планетарными передачами. Главная передача – пара конических шестерен с круговыми зубьями. Дифференциал – самоблокирующийся, повышенного трения. Привод ПВМ – встроенный в задний мост, редуктор – с многодисковой фрикционной гидравлически управляемой муфтой и карданный вал (рис. 4).

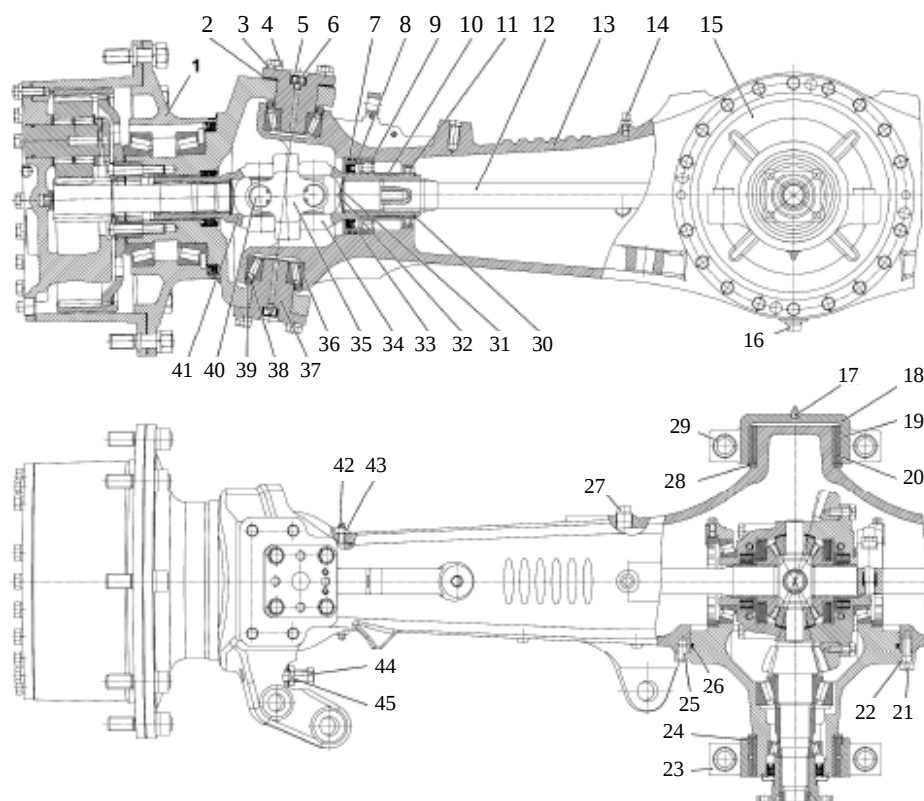


Рис. 4. Передний ведущий мост: 1 – колесный редуктор; 2 – регулировочная прокладка; 3, 22 – пружинная шайба; 4, 21 – болт; 5 – резиновый колпачок; 6, 17 – масленка; 7, 26, 38 – резиновое кольцо; 8, 39 – обойма; 9, 11, 36 – подшипник; 10, 19, 20, 24, 29 – втулка; 12 – полуосевой вал; 13 – корпус ПВМ; 14 – сапун; 15 – центральный редуктор; 16, 27 – пробка; 18, 23 – бугель; 25 – штифт; 28 – шайба; 30 – стопорное кольцо; 31 – заглушка; 32 – прокладка; 33 – уплотнение; 34, 41 – вилка шарнира; 35 – сдвоенная вилка; 37 – ось; 40 – крестовина с подшипниками; 42, 45 – контргайка; 43 – стопорный винт; 44 – регулировочный болт

Fig. 4. Front driving axle (FDA): 1 – wheel reduction gear; 2 – adjustment gasket; 3, 22 – spring washer; 4, 21 – bolt; 5 – rubber nipple; 6, 17 – oil filler; 7, 26, 38 – rubber sealing ring; 8, 39 – collar; 9, 11, 36 – bearing; 10, 19, 20, 24, 29 – bushing; 12 – differential shaft; 13 – FDA body; 14 – breather; 15 – central gear; 16, 27 – choke plug; 18, 23 – band; 25 – pin; 28 – washer; 30 – closing ring; 31 – plug; 32 – space filler; 33 – gasketing; 34, 41 – joint fork; 35 – double fork; 37 – axle; 40 – spider and bearing assembly; 42, 45 – jamnut; 43 – clamping screw; 44 – adjusting screw

Управление ПВМ – электрогидравлическое. Рабочие тормоза у передних ведущих колес отсутствуют, что не позволяет увеличить транспортную скорость трактора и использовать сцепную массу (5500 кг), приходящуюся на переднюю ось [4].

Передний мост состоит из цельнолитой балки (корпуса ПВМ) 13 (рис. 4), центрального редуктора, сдвоенных карданных шарниров, полуосевых валов и планетарных колесных редукторов. Центральный редуктор установлен в корпус ПВМ на двух штифтах и крепится к нему болтами 21. Для уплотнения стыка корпуса и центрального редуктора применяется резиновое кольцо 26. Крутящий момент от центрального к колесным редукторам передается полуосевыми валами и сдвоенными карданными шарнирами. Сдвоенный карданный шарнир состоит из вилок 34 и 41, соединенных со сдвоенной вилкой двумя крестовинами с игольчатыми подшипниками. Шарнир установлен в корпусе переднего моста на двух шариковых подшипниках 9 и 11, между которыми находится дистанционная втулка 10. Для предотвращения вытекания масла из корпуса ПВМ по вилке карданного шарнира 34 служит обойма 8 с установленными в ней уплотнением 33 и резиновыми кольцами 7. В корпусе моста сдвоенный карданный шарнир фиксируется стопорным кольцом и стопорными винтами. Полуосевой вал с двусторонними шлицами расположен между сдвоенным шарниром и дифференциалом центрального редуктора. На шлицах со стороны сдвоенного шарнира имеется бурт, препятствующий осевому перемещению полуосевого вала. Для предотвращения вытекания масла по шлицам полуосевого вала из балки ПВМ в вилке 34 сдвоенного шарнира установлены заглушка и прокладка.

Планетарные колесные редукторы соединены с корпусом ПВМ с помощью осей и могут поворачиваться относительно балки ПВМ на двух подшипниках 36. Соединение осей с поворотным кулаком колесного редуктора осуществляется с помощью болтов 4. Для регулировки угла поворота колесных редукторов служат регулировочные болты 44 и контргайки 45. Смазка шкворневых подшипников 36 осуществляется через масленки 6, установленные на осях. От попадания грязи масленки защищены резиновыми колпачками. Для предот-

вращения попадания грязи к подшипникам шкворня в корпусе ПВМ установлены обоймы 39 с кольцами 38. Регулировка подшипников 36 производится регулировочными прокладками. Заправка масла в корпус ПВМ осуществляется до нижней кромки заливного отверстия, в которое установлена пробка 27, а слив – путем отворачивания сливной пробки 16. Корпус переднего моста снабжен сапуном, поддерживающим нормальное давление в полости балки ПВМ.

Таким образом, имеющийся тормоз на задней ведущей оси трактора «Беларус-3522.5» не всегда может обеспечить торможение машинно-тракторного агрегата при более высоких скоростях. При этом не используется сцепная масса (4550 кг) передней оси трактора. Тормозные механизмы должны обеспечить раздельное торможение правых и левых колес переднего моста.

При движении трактора по скользкой дороге отечественные трактористы хорошо знают, как трудно затормозить, особенно при наличии длинных тяжелых прицепов. После нажатия на тормоз колеса трактора мгновенно блокируются, тем самым трактор выходит из-под контроля тракториста и его начинает заносить [5, 6]. Авторами статьи рассмотрены вопросы повышения курсовой устойчивости тракторов «Беларус» на базе планетарного редуктора переднего ведущего моста.

Боковая сила по сцеплению с дорогой достигает предельных значений при движении на поворотах и имеет вид [5, 6]

$$P_y = \frac{M_a v^2}{R}, \quad (1)$$

где M_a – масса трактора, кг; v – скорость движения трактора, км/ч; R – радиус поворота трактора, м.

Формула (1) показывает, что регулировать боковую силу можно, изменяя поступательную скорость трактора и радиус поворота. Продольная реакция дороги R_x может быть определена из выражения

$$R_x = \frac{M_t - J_k e}{r_d}, \quad (2)$$

где M_t – тормозной момент, приложенный к колесу; J_k – момент инерции колеса; e – угловое

замедление колеса; r_d – динамический радиус колеса.

Параметры J_k и r_d не регулируются. Угловое замедление e при прочих одинаковых условиях зависит от приложенного к колесу тормозного момента. Поэтому только тормозным моментом M_t можно регулировать тормозную силу колеса. Таким образом, одним из путей решения проблемы с проскальзыванием колес на скользкой дороге является регулирование тормозного момента при помощи электронных систем курсовой устойчивости. Электронные системы курсовой устойчивости (ESP – электронная система динамической стабилизации; ABS – антиблокировочная система тормозов; ASR – антипробуксовочная система; EBD – система распределения тормозных усилий; EDS – электронная блокировка дифференциала и др.), как легковых и грузовых автомобилей, так и тракторов, приводят к улучшению курсовой устойчивости и управляемости, увеличению скорости движения, сокращению тормозного пути и снижению утомляемости водителя.

Внедрение новых эффективных систем тормозов энергонасыщенных тракторов имеет большое значение для сельскохозяйственного производства. Зарубежные тракторостроительные компании внедряют в тракторы системы тормозов, которые, помимо основной задачи торможения колес, выполняют и функции поддержания заданного направления движения, что является неотъемлемой частью в обеспечении безопасности движения машинно-тракторного агрегата. Для заданного водителем управления движения и улучшения управляемости при торможении зарубежные тракторы оснащаются системой ABS с четырьмя сенсорами и тремя модуляторами, что обеспечивает постоянный контроль всех колес и независимое управление задними колесами [7]. Все модели тракторов, оборудованные антиблокировочной системой ABS, оснащены также 12-вольтовой розеткой питания системы ABS для прицепа, которая работает независимо от системы трактора.

В законодательстве Европейского союза среди мер по улучшению безопасности, в частности, содержится и требование к введению антиблокировочных тормозных систем ABS на отдельных категориях техники, например на тракторах. Кроме того, Европейский комитет

предлагает выдвинуть повышенные стандарты к тормозным системам, а также к совместимости между тракторами и прицепами или навесным оборудованием. Разработанные Еврокомиссией правила будут направлены на рассмотрение в Совет Министров ЕС и Европарламент [8]. В 2012 г. на встрече представителей МТЗ и фирмы Bosch (Германия) рассматривались вопросы на перспективу. Один из них – возможное внедрение системы ABS Bosch на энергонасыщенных тракторах «Беларус» [9]. Ведутся исследования по возможности установки данных систем на тракторы МТЗ. Для внедрения тормозной системы ABS на «Беларус» необходимо выполнить отдельное управление тормозными механизмами каждого из четырех колес трактора. В энергонасыщенных тракторах «Беларус» класса 5, у которых в настоящее время отсутствует отдельное торможение каждого из четырех колес, предлагается для реализации данной конструкции за основу рабочего тормоза использовать уже имеющиеся в каждом колесе планетарные редукторы конечной передачи. При такой схеме можно обеспечить внедрение электронных систем курсовой устойчивости наподобие ABS и ESP.

Ближайшим конструктивным аналогом тормоза планетарной передачи является схема конечной передачи трактора «Кировец» серий К701, К700А, К700. Конечная передача (рис. 5) представляет собой планетарный редуктор с прямозубыми цилиндрическими шестернями [10]. Основными деталями конечной передачи являются: ступица 3, водило 1, сателлиты 18, венечная шестерня 17, солнечная шестерня 23 и полуось 25. Венечная шестерня посажена на шлицы трубы 15 кожуха полуоси. Солнечная шестерня 23 – плавающего типа, закреплена стопорными кольцами на шлицах полуоси. Водило закреплено на ступице и вместе с ней вращается на роликовом 2 и двух шариковых подшипниках 4. Под крышку 22 водила устанавливается пакет регулировочных прокладок 21, обеспечивающих зазор между торцами полуоси и подшипником 24. Колеса трактора закрепляются на водилах прижимами и гайками. При передаче крутящего момента вместе с полуосью вращается солнечная шестерня, заставляя сателлиты перекачываться по неподвижной ве-

нечной шестерне, и водило передает крутящий момент на ведущее колесо. Для контроля уровня масла в конечной передаче имеются резьбовые отверстия, закрытые заливной 20 и сливной 19 пробками.

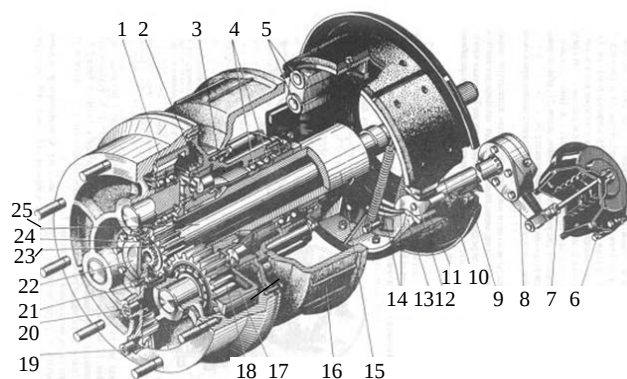


Рис. 5. Конечная передача трактора «Кировец» серий К701, К700А, К700

Fig. 5. Rear-axle drive of "Kirovets" tractor (Series K701, K700A, K700)

Рабочие тормоза – сухие, колодочного типа, с пневматическим приводом от педали из кабины трактора. Тормоз состоит из барабана 16 (рис. 5), закрепленного на ступице 3 конечной передачи, суппорта 9, установленного на кожухе полуоси, и тормозных колодок 13. В отверстиях суппорта установлены эксцентриковые оси 5 тормозных колодок, позволяющие регулировать прилегание колодок к барабану, и разжимной кулак 12. Расположение эксцентриковых поверхностей обозначено метками на торцах осей колодок.

Колодки прижимаются к разжимному кулаку двумя пружинами 14. К каждой колодке винтами прикреплены две фрикционные накладки 10 и сухарь 11. Верхняя и нижняя колодки отличаются расположением сухарей. При подаче воздуха в тормозную камеру 6 происходит поворот рычага 8 тормоза, связанного со штоком 7 камеры. При повороте рычага тормоза поворачивается и разжимной кулак, разводя колодки 13 и прижимая их к тормозному барабану 16. В рычаге тормоза имеются три отверстия для установки оси 1 червяка, фиксатора оси червяка и червячной шестерни 5. На шлицах оси червяка установлен червяк 4. Червячная шестерня 5 установлена на шлицах оси разжимного кулака тормоза и находится постоянно в зацеплении с червяком 4. Ось червяка фиксируется шариком 2, поджимаемым пружиной 3.

В автоматических коробках передач используются также планетарные передачи одновременно с муфтой сцепления и ленточным тормозом (рис. 6) [11]. Планетарный редуктор – узел, передающий крутящий момент на ведомую шестерню и состоящий из солнечной шестерни, вокруг которой в зубчатом зацеплении находятся сателлиты, закрепленные на планетарном водиле и вращающиеся по коронной шестерне. Муфта сцепления состоит из чередующихся между собой наборов дисков и пластин. Диски соединены с элементом планетарного ряда, а пластины вращаются одновременно с ведущим валом. Количество планетарных рядов зависит от числа передач в коробке. Для трехступенчатой используют два ряда: первая – вторая и вторая – третья передачи. Под действием гидравлического давления перемещается поршень, обеспечивая сжатие между собой пластин и дисков. Ленточный тормоз – пластина, которая обхватывает планетарный ряд и с помощью гидравлического актуатора приводится в действие. Принцип работы планетарной передачи заключается в блокировке одних и разблокировании других элементов планетарного ряда (солнечная шестерня, водило и корона).

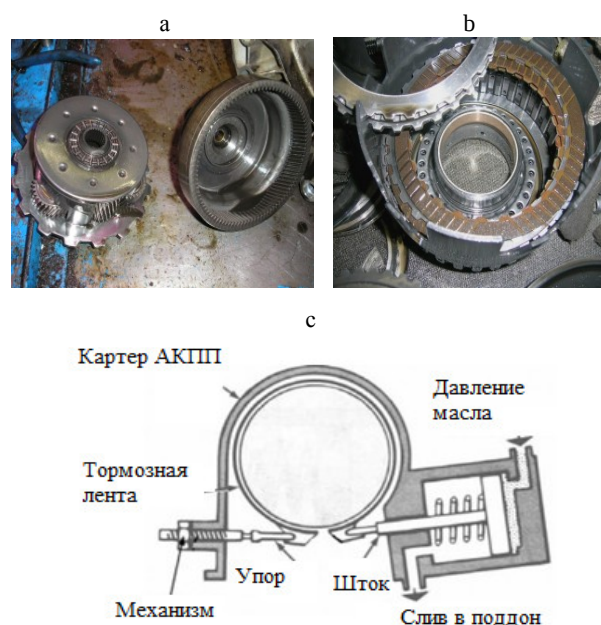


Рис. 6. Узлы автоматической коробки передач: а – планетарный редуктор; б – муфта сцепления; в – ленточный тормоз

Fig. 6. Units of automatic gearbox: а – planetary gearbox; б – clutch coupling; в – clamping band

Для включения 2-й передачи необходимо затормозить солнечную шестерню, при этом сателлиты продолжают вращаться вокруг нее (вращается водило), соответственно вращается и корона. Но корона вращается гораздо быстрее, чем водило. После включения 2-й передачи солнечная шестерня неподвижна (заблокирована). При переключении со 2-й на 3-ю передачу вращение солнечной шестерни восстанавливается. При этом остальные элементы тоже вращаются. После включения 3-й передачи скорости вращения всех трех элементов будут одинаковы. При включении пониженной передачи направление вращения солнечной шестерни противоположно короне. Таким образом, водило замедляет движение.

При включении заднего хода водило неподвижно, и корона с солнечной шестерней вращается в обратном направлении. При работе тормозных схем конечного планетарного редуктора, используемых на тракторах «Кировец» и других тормозных механизмах планетарного редуктора, можно уйти от применения тормозных колодок и лент. А роль тормоза в рассматриваемой схеме выполняет сам планетарный редуктор. Тормоз данной конструкции работает на условии управления заклиниванием планетарной передачи, а также с помощью планетарного редуктора при отсутствии заклинивания и граничных показателей отсутствия заклинивания, которые стремятся к полной остановке планетарной передачи.

Планетарный механизм будет работоспособным только при выполнении следующих общих условий синтеза [12]: соосности, соседства, сборки, отсутствия заклинивания. Указанные условия рассмотрим на примере механизма АЖ-I (рис. 7). Данный механизм при числе сателлитов $k = 3$ показан в двух проекциях.

Под заклиниванием понимают непроворачиваемость головок зубьев одного из колес зубчатой пары во впадинах второго. Для зубчатых пар нулевых колес, нарезанных стандартным инструментом реечного типа, условие отсутствия заклинивания имеет вид:

- для зубчатой пары $z_i - z_j$ внешнего зацепления (i, j – число внешних и внутренних зубьев соответственно)

$$z_i \geq 17; z_j \geq 17; \quad (3)$$

- для зубчатой пары $z_i - z_j$ внутреннего зацепления

$$z_i \geq 20; z_j \geq 85; z_j - z_i \geq 8. \quad (4)$$

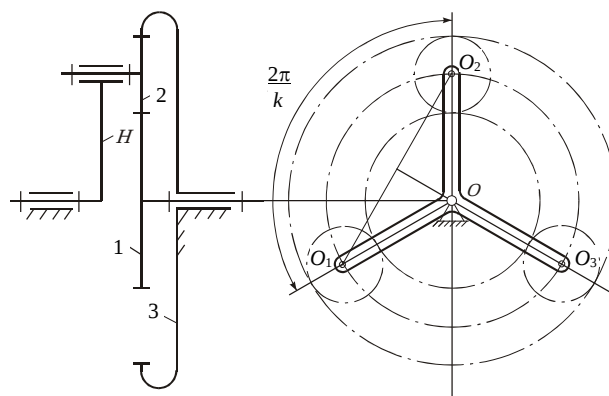


Рис. 7. Схема планетарного механизма АЖ-I

Fig. 7. Scheme of planetary mechanism АЖ-I

Схема лабораторной установки для проведения исследования по использованию планетарной передачи в качестве тормозного механизма при изменении условий заклинивания показана на рис. 8.

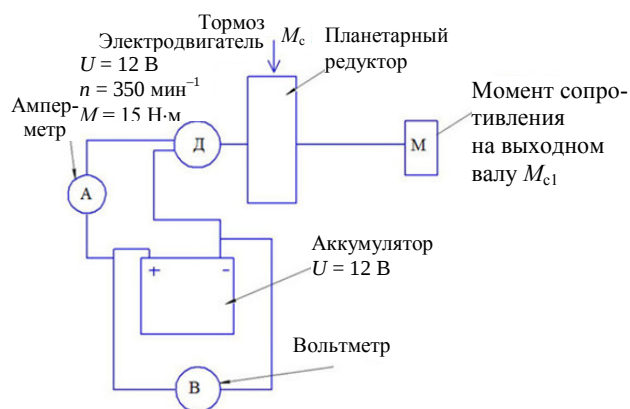


Рис. 8. Схема лабораторной установки

Fig. 8. Scheme of laboratory facility

Для оценки работы планетарного редуктора с тормозом составлены зависимости силы тока I от момента сопротивления M_c (рис. 9), прилагаемого для обеспечения условия заклинивания планетарного редуктора с числом зубьев: солнца – 11, сателлитов – 13, эпициклического колеса – 37. Модуль колес – 1,5. После построения графика силы тока (I, A) от тормозного усилия ($M_c, H \cdot m$) при моменте сопротивления на выходном валу $M_{c1} = 0$ при помощи программы Microsoft Excel провели аппроксимацию экспериментальных данных и получили уравнение зависимости силы тока от тормозного усилия

$$I = -0,0142M_c^2 + 0,4937M_c + 0,7129. \quad (5)$$

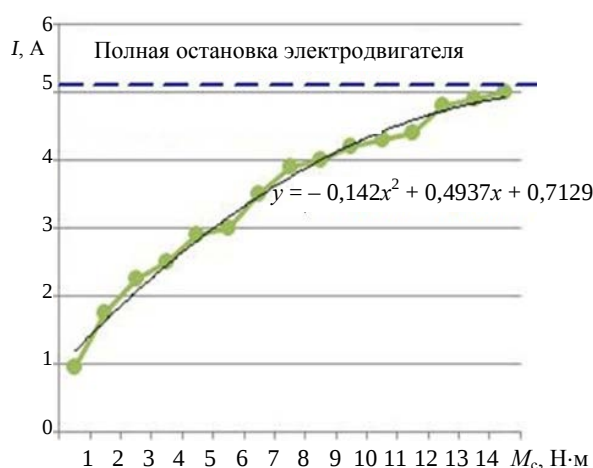


Рис. 9. Зависимость силы тока I от момента сопротивления M_c

Fig. 9. Dependence of current strength I on resistance modulus M_c

Уравнение зависимости напряжения (U , В) от тормозного усилия (M_c , Н·м) (рис. 10) после аппроксимации графика имеет вид

$$U = 0,0034M_c^2 - 0,1917M_c + 12,237. \quad (6)$$

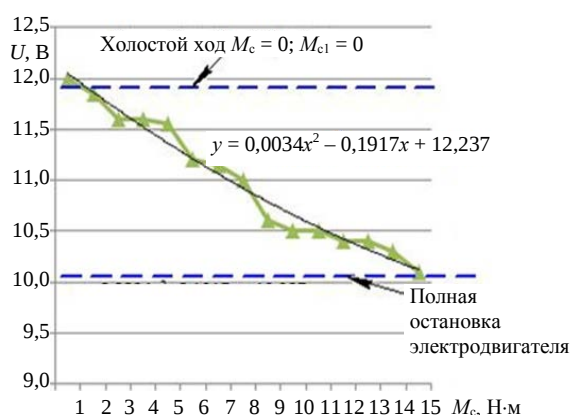


Рис. 10. Зависимость напряжения U от тормозного усилия M_c

Fig. 10. Dependence of voltage U on braking force M_c

Исходя из полученных результатов силы тока I и напряжения U , можно рассчитать мощность P данного тормоза при полной остановке электродвигателя:

$$P = IU; \quad (7)$$

$$P = 5,1 \cdot 10 = 51 \text{ Вт} = 0,051 \text{ кВт.}$$

Материалоемкость планетарного редуктора $N_{\text{пл.ред}}$, кг/кВт:

$$N_{\text{пл.ред}} = \frac{m}{P}, \quad (8)$$

где m – масса, кг,

$$N_{\text{пл.ред}} = \frac{0,98}{0,051} = 19,2, \text{ кг/кВт.}$$

Материалоемкость трактора «Беларус-3022» $N_{\text{тр}}$, кг/кВт:

$$N_{\text{тр}} = \frac{10485}{224} = 46, \text{ кг/кВт.}$$

Материалоемкость тормозного механизма трактора «Беларус-3022» $N_{\text{тр}}$

$$N_{\text{т.м}} = \frac{95}{224} = 0,42, \text{ кг/кВт.}$$

При сравнении полученных значений можно сделать заключение о возможности применения данного механизма на тракторах «Беларус». Установка на них тормоза такой конструкции позволит обеспечить раздельное торможение правых и левых колес трактора, что является предпосылкой к внедрению ABS и ESP. Обобщенная схема электронной системы ESP для трактора приведена на рис. 11. Она составлена на основе схем, применяемых на автомобилях.

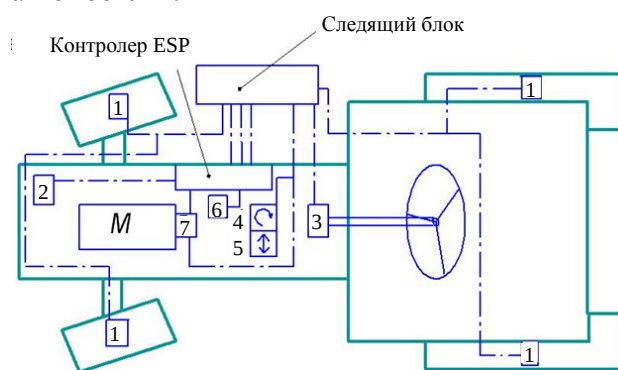


Рис. 11. Обобщенная схема электронной системы ESP для трактора: 1 – датчик скорости колеса; 2 – датчик давления в тормозной системе; 3 – датчик положения рулевого колеса; 4 – датчик угловой скорости; 5 – датчик поперечного ускорения; 6 – модулятор давления; 7 – датчик управления работой двигателя

Fig. 11. Generalized scheme of electronic system ESP for tractor: 1 – wheel speed transducer; 2 – pressure indicator in braking system; 3 – positioning transducer of steering wheel; 4 – angular velocity transducer; 5 – lateral accelerometer; 6 – pressure modulator; 7 – control sensor of engine

ВЫВОДЫ

1. В связи с увеличением удельного веса энергонасыщенных тракторов в общем объеме выпускаемых машин и повышением транспортных и технологических скоростей перспективные технологии механизации сельскохозяйственного производства связаны с улучшением курсовой устойчивости и управляемости агрегатов, уменьшением тормозного пути, увеличением безопасности.

2. Для повышения конкурентоспособности и технического уровня трактора «Беларус» класса 5 рекомендуется оснащение планетарных передач переднего ведущего моста тормозами, что позволит устанавливать антиблокировочную систему тормозов ABS, а в дальнейшем и электронную систему курсовой устойчивости ESP.

ЛИТЕРАТУРА

1. Перспективы развития Белорусского тракторостроения: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 29–30 мая 2006 г. / под ред. В. И. Тимошпольского. Минск: Институт порошковой металлургии, 2006. 279 с.
2. Литвинов, А. С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
3. Брянский, Ю. А. Управляемость большегрузных автомобилей / Ю. А. Брянский. М.: Машиностроение, 1983. 176 с.
4. Руководство по эксплуатации трактора «Беларус-3525.5» / ОАО «МТЗ». Минск, 2011. 337 с.
5. Чудаков, Е. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Е. А. Чудаков. М.: Колос, 1972. С. 260–280.
6. Гуревич, Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. М.: Транспорт, 1978. 152 с.
7. Гольцяпин, В. Я. Новые интегральные тракторы JCB / В. Я. Гольцяпин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 4. С. 38–41.
8. Rus. delfi. Сайт компании Rus.delfi (Литва) [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.gorod.lv/novosti/111173ek_hochet_osnastit_traktora_abs. Дата доступа: 14.02.2015.
9. Через несколько лет на тракторах МТЗ появится система ABS? [Электронный ресурс] // Onliner.by. Режим доступа: <http://auto.onliner.by/2012/05/22/bosch-6>. Дата доступа: 11.02.2015.

10. Трактор «Кировец»: описание конструкции и расчет / Е. А. Шувалов [и др.]. Ленинград: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1974. 167 с.
11. Фирменный центр «Токумо». Раздел «Статьи – “Автоматическая коробка передач”» (Россия) [Электронный ресурс]. Режим доступа: www.tokumo.ru/avtomaticheskaya-korobka-peredach. Дата доступа: 09.02.2015.
12. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. Київ: Наук. думка, 2002. 661 с.

Поступила 13.03.2015

Подписана в печать 19.05.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Timoshpolskii V. I. ed. (2006) *Prospects for the Development of Belarusian Tractor Industry. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference*. Minsk, Powder Metallurgy Institute. 279 (in Russian).
2. Litvinov A. S., Farobin Ya. E. (1989) *Automobile. Theory of Operational Characteristics*. Moscow, Mashinostroyeniye. 240 (in Russian).
3. Bryanskiy Yu. A. (1983) *Handling of Heavy Vehicles*. Moscow, Mashinostroyeniye. 176 (in Russian).
4. OJSC “MTW” [Minsk Tractor Works] (2011) *Operator’s Manual for Tractor “Belarus-3525.5”*. Minsk. 337 (in Russian).
5. Chudakov E. A. (1972) *Fundamentals of Theory and Calculations for Tractor and Automobile*. Moscow, Kolos, 260–280 (in Russian).
6. Gurevich L.V., Melamud R. A. (1978) *Automobile Brake Control*. Moscow, Transport. 152 (in Russian).
7. Golyapin V. Ya. (2006) New Integral Tractors JCB. *Traktory i Selskokhoziaistvennyye Mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], (4), 38–41 (in Russian).
8. Rus. Delfi. Website of “Rus.delfi” Company (Lithuania). Available at: www.gorod.lv/novosti/111173ek_hochet_osnastit_traktora_abs (Accessed 14 February 2015).
9. After a Few Years on Tractors MTZ Will Be the ABS System? *Onliner.by*. Available at: <http://auto.onliner.by/2012/05/22/bosch-6>. (Accessed 14 February 2015).
10. Shuvalov E. A., Dobriakov B. A., Borisov Iu. I., Pantiukhin M. G., Statsevich V. I., Straube M. G. (1974) *Tractor “Kirovets”: Description of the Design and Calculation*. Leningrad, Mashinostroyeniye. 167 (in Russian).
11. Automatic Transmission. *Tokumo. Corporate Center*. Available at: www.tokumo.ru/avtomaticheskaya-korobka-peredach. (Accessed 9 February 2015).
12. Kinitskii Ya. T. (2002) *Theory of Mechanisms and Machines*. Kiev, Naukova Dumka. 661 (in Ukrainian).

Received: 13.03.2015

Accepted: 19.05.2015

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-193–199

УДК 621.793.71

Технологические особенности формирования теплозащитных покрытий на основе диоксида циркония

Асп. В. В. Оковитый¹⁾, докт. техн. наук, проф. О. Г. Девоино¹⁾, канд. техн. наук В. А. Оковитый¹⁾, докт. физ.-мат. наук, проф., чл.-кор. НАН Беларуси В. М. Асташинский¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Разработана технология формирования теплозащитных покрытий на основе диоксида циркония, исследованы структуры фазового состава и термостойкости таких покрытий. Приведены результаты исследования процесса формирования оксидной системы $ZrO_2 - Y_2O_3$ методами плазменного напыления и последующей высокотемпературной обработки, позволяющей повысить стойкость теплозащитного покрытия к термоциклированию при температуре 1100 °С. Это приводит к более длительной защите подложки от воздействий высоких температур. Методика основана на комплексных металлографических, рентгеноструктурных и электронно-микроскопических исследованиях структурных элементов композиционных плазменных покрытий системы $ZrO_2 - Y_2O_3$. Стойкость плазменных покрытий типа $Me - Cr - Al - Y/ZrO_2 - Y_2O_3$, применяемых в качестве теплозащитных покрытий для защиты лопаток газотурбинных двигателей в условиях частых теплосмен, ограничивается скалыванием внешнего керамического слоя. Структурные и микрорентгеноспектральные исследования показали, что в результате термоциклирования внешняя атмосфера благодаря пористой структуре керамического слоя покрытия проникает к поверхности нижнего металлического покрытия, вызывая его окисление. В результате на границе металл – керамика формируется слой Al_2O_3 , изменяющий напряженное состояние покрытия, что приводит к снижению защитных свойств. Таким образом, высокая термостойкость теплозащитных покрытий зависит от процессов, протекающих на границе между металлическим и керамическим слоями покрытия. Лазерное воздействие на образцы с теплозащитными покрытиями приводит к изменению структуры оксидного слоя $ZrO_2 - Y_2O_3$. При этом его исходная поверхность, характеризующаяся развитым рельефом, в результате обработки существенно выравнивается и покрытие растрескивается, разделяясь на фрагменты. Так как оксидное покрытие обладает низкой теплопроводностью, а время воздействия лазера порядка 10^{-3} с, тепловой поток не успевает распространиться на большую глубину. В результате поверхность покрытия приобретает вид застывшего расплава. Покрытие, полученное из порошка $ZrO_2 - 7\% Y_2O_3$ по разработанной авторами технологии, выдерживает в 1,5 раза больше циклов нагрева – охлаждения, чем подобное покрытие, изготовленное ранее. Предложенный способ позволяет повысить стойкости покрытия к термоциклированию при температуре 1100 °С.

Ключевые слова: плазменные теплозащитные покрытия, диоксид циркония, оптимизация процесса, структура покрытия, фазовый состав, термостойкость

Для цитирования: Технологические особенности формирования теплозащитных покрытий на основе диоксида циркония / В. В. Оковитый [и др.] // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 193–199

Technological Peculiarities in Formation of Thermal Barrier Coatings Based on Zirconium Dioxide

V. V. Okovity¹⁾, O. G. Devoino¹⁾, V. A. Okovity¹⁾, V. M. Astashinsky¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. A technology for formation of thermal barrier coatings (TBC) based on zirconium dioxide has been developed in the paper. The paper investigates structures of phase composition and thermal stability of such developed coatings. Investiga-

Адрес для переписки
Оковитый Василий Вячеславович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 331-00-45
vasil_ok@inbox.ru

Address for correspondence
Okovity Vasilii V.
Belarusian National Technical University
65 Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 331-00-45
vasil_ok@inbox.ru

tion results pertaining to formation of an oxide system $ZrO_2 - Y_2O_3$, while using plasma spraying and subsequent high-energy processing, which allows to increase resistance of a thermal barrier coating to thermal cycling heat resistance of the coating at temperature of 1100 °C. This leads to longer protection of bottom layer against high-temperature exposure. The methodology is based on complex metallographic, X-ray diffraction and electron microscopy investigations of structural elements in composite plasma coatings of the $ZrO_2 - Y_2O_3$ system. Resistance of plasma coatings (Me – Cr – Al – Y/ $ZrO_2 - Y_2O_3$ -type), used as TBC to protect gas turbine engine blades under conditions of frequent thermal cyclings is limited by cleavage of an outer ceramic layer. Structural and electron microprobe investigations have shown that as a result of thermal cycling an outer atmosphere due to porous structure of the ceramic coating layer, migrates to the surface of lower metal coating, causing its oxidation. As a result, the metal-ceramic Al_2O_3 layer is formed at a metal-ceramic interface and it changes a stress state of the coating that causes a reduction of protective properties. Thus, a high heat resistance of thermal barrier coatings depends on processes occurring at the interface between metal and ceramic coating layers. A laser impact on samples with TBC leads to changes in the structure of the oxide layer of $ZrO_2 - Y_2O_3$. In this case its initial surface characterized by considerable relief is significantly flattened due to processing and the coating is fractured and it is separated in fragments. As the oxide coating has low thermal conductivity, and the time of laser exposure is about 10^{-3} sec, a heat flux does not have time to spread to a greater depth. As a result, the coating surface takes the form of solidified melt. The coating obtained from the powder of $ZrO_2 - 7\% Y_2O_3$ in accordance with the developed technology can withstand heating – cooling cycles by 1.5-fold more than similar coatings being made previously. Thus the proposed method allows to increase the coating resistance to thermal cycling at temperatures of 1100 °C.

Keywords: plasma thermal barrier coatings, zirconium dioxide, process optimization, coating structure, phase composition, heat resistance

For citation: Okovity V. V., Devoino O. G., Okovity V. A., Astashinsky V. M. (2016) Technological Peculiarities in Formation of Thermal Barrier Coatings Based on Zirconium Dioxide. *Science & Technique*. 15 (3), 193–199 (in Russian)

Введение

Дальнейшее увеличение температуры рабочих газов, усложнение конструкций деталей авиационной техники привели к созданию многослойных теплозащитных покрытий (ТЗП) типа $ZrO_2 - Y_2O_3 - Me - Cr - Al - Y$. К таким покрытиям предъявляется ряд жестких требований: они должны быть газонепроницаемы в условиях эксплуатации; выдерживать многократные циклы теплосмен; минимизировать взаимную диффузию элементов покрытия и подложки; обеспечивать адгезию покрытия с основой [1–3]. Способами формирования данных покрытий являются лазерное напыление и лазерное оплавление [4]. Лазер как источник энергии имеет свои особенности и преимущества при обработке газотермических покрытий: высокая концентрация подводимой энергии и локальность позволяют обрабатывать только поверхностный участок покрытия без нагрева всего объема и нарушения его структуры и свойств; возможность управления параметрами лазерного воздействия обеспечивает регулирование структуры поверхностного слоя, его твердости, шероховатости, износостойкости, геометрических размеров обработанных участков и др. Лазерная обработка приводит к значительному уплотнению внешнего слоя покрытия, устраня-

ет пористость в поверхностном слое, снижает шероховатость и соответственно неравномерность нагрева покрытия [5–7]. Однако следует учитывать, что лазерная обработка способствует перераспределению и изменению напряжений в покрытии, тем более существенному, чем выше мощность излучения и меньше толщина покрытия. Поэтому требуется оптимизация режимов обработки. Актуальность применения лазерной обработки плазменных ТЗП подтверждается рядом работ по данной тематике [8–10].

Формирование плазменных теплозащитных покрытий

При плазменном напылении с охлаждением при расходе сжатого воздуха 1 м³/мин, давлении $p = 4$ атм и значении тока 400 А в ТЗП формируется максимальное количество тетрагональной фазы (98 %) (рис. 1). Это соответствует максимальной термостойкости (рис. 2). При отсутствии охлаждения в покрытии появляется кубическая фаза (рис. 3), ухудшающая термостойкость. Влияние тока и размера частиц порошка на фазовый состав показано на рис. 4. При увеличении размера фракции с <50 мкм до 100–160 мкм в покрытии уменьшится количество тетрагональной фазы, приводящее к ухудшению термостойкости.

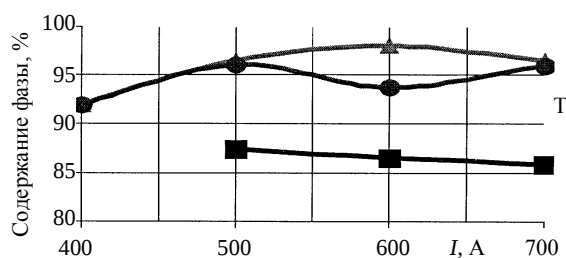


Рис. 1. Влияние величины тока дуги плазматрона и степени охлаждения на фазовый состав $ZrO_2 - 7\% Y_2O_3$ покрытия (Т – тетрагональная фаза) при дистанции напыления $L = 110$ мм; расходе водорода $R_{H_2} = 8$ л/мин; ● – расход сжатого воздуха $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, давление сжатого воздуха $p = 6$ атм; ▲ – расход сжатого воздуха $1,0 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p = 4$ атм; ■ – без охлаждения (размер частиц порошка < 50 мкм)

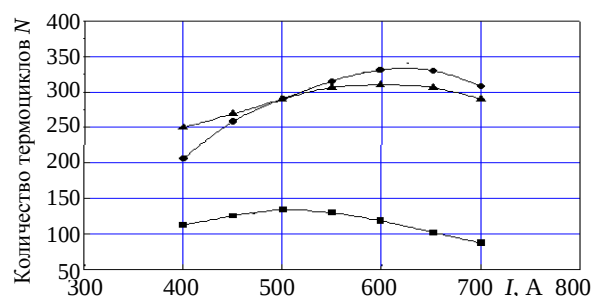


Рис. 2. Влияние тока на стойкость к термоциклированию при напылении ТЗП на основе ZrO_2 при $L = 110$ мм, $R_{H_2} = 8$ л/мин: ● – расход сжатого воздуха $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p = 6$ атм; ▲ – $1,0 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p = 4$ атм; ■ – без охлаждения (размер частиц порошка < 50 мкм)

Fig. 2. Influence of current on resistance to thermal cycling while spraying TBC on the basis of ZrO_2 for $L = 110$ mm, $R_{H_2} = 8$ l/min: ● – compressed air consumption $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p = 6$ атм; ▲ – $1,0 \text{ м}^3/\text{мин}$, $p = 4$ атм; ■ – without cooling (powder size $< 50 \text{ μm}$)

Лазерное воздействие на плазменные теплозащитные покрытия

Стойкость плазменных покрытий типа $Me-Cr-Al-Y/ZrO_2-Y_2O_3$, применяемых в качестве ТЗП для защиты лопаток газотурбинных двигателей в условиях частых теплосмен, ограничивается скалыванием внешнего керамического слоя. Структурные и микрорентгеноспек-

тральные исследования показали, что в результате термоциклирования внешняя атмосфера благодаря пористой структуре керамического слоя покрытия проникает к поверхности нижнего металлического покрытия, вызывая его окисление.

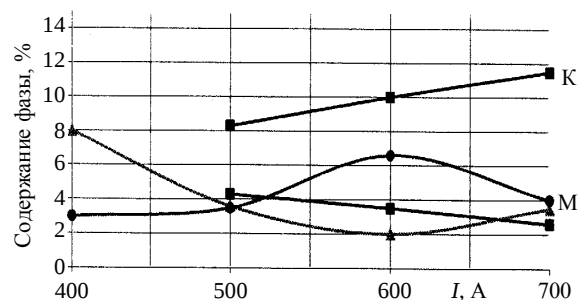


Рис. 3. Влияние величины тока дуги плазматрона и степени охлаждения на фазовый состав $ZrO_2 - 7\% Y_2O_3$ покрытия: М – моноклинная фаза; К – кубическая фаза (параметры напыления те же, что на рис. 2)

Fig. 3. Influence of plasmatron arc current value and cooling rate on phase composition of $ZrO_2 - 7\% Y_2O_3$ coating: М – monoclinic phase; К – cubic phase (spraying parameters are the same as on Fig. 2)

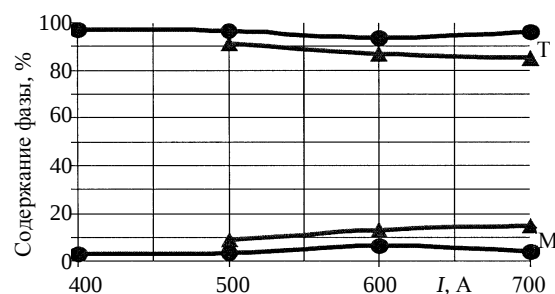


Рис. 4. Влияние тока и размера частиц порошка на фазовый состав при напылении ТЗП на основе ZrO_2 : $R_{H_2} = 8$ л/мин; расход аргона $R_{Ar} = 30$ л/мин; $L = 110$ мм; расход порошка $R_{пор} = 2$ кг/ч; ● – $< 50 \text{ μm}$; ▲ – $50-63 \text{ μm}$

Fig. 4. Influence of current and powder size on phase composition while spraying TBC on the basis of ZrO_2 : $R_{H_2} = 8$ l/min; argon consumption $R_{Ar} = 30$ l/min; $L = 110$ mm; powder consumption $R_{пор} = 2$ kg/h; ● – $< 50 \text{ μm}$; ▲ – $50-63 \text{ μm}$

В результате на границе металл – керамика формируется слой Al_2O_3 , изменяющий напряженное состояние покрытия, что приводит к снижению защитных свойств. Таким образом, высокая термостойкость теплозащитных покрытий зависит от процессов, протекающих на границе между металлическим и керамическим слоями покрытия. Лазерное воздействие на образцы с ТЗП способствует изменению структуры оксидного слоя $ZrO_2-Y_2O_3$. При этом его исходная поверхность, характери-

зующаяся развитым рельефом, в результате обработки существенно выравнивается, и покрытие растрескивается, разделяясь на фрагменты. Так как оксидное покрытие обладает низкой теплопроводностью, а время воздействия лазера порядка 10^{-3} с, тепловой поток не успевает распространиться на большую глубину. В результате поверхность покрытия приобретает вид застывшего расплава. Условия лазерной обработки представляют собой высокоскоростной тепловой удар с последующим быстрым охлаждением поверхности. Вследствие этого создаются значительные термические напряжения, которые, очевидно, и являются причиной фрагментации поверхности. Как показали исследования, ширина возникающих при обработке импульсным CO_2 -лазером с длиной волны 9,25 мкм и плотностью энергии импульса от 800 до 2000 кДж/м² трещин не превышает 0,5–1,0 мкм, а глубина 8–10 мкм. Появившаяся на поверхности покрытия трещина при распространении вглубь теряет энергию, разделяется на несколько каналов, на расстоянии 8–10 мкм от поверхности прекращает свой рост. В большинстве случаев глубина трещины меньше трансформируемого слоя. Поэтому обработанное покрытие становится как бы загерметизированным (рис. 5). Однако наличие отдельных сквозных трещин на всю глубину трансформированного слоя несколько снижает этот эффект (рис. 6). При увеличении плотности энергии импульса более 2000 Дж/см² в покрытии появляются крупные сферические поры и полости (рис. 7). Они концентрируются в основном вблизи кратера, образующегося под воздействием одиночного импульса.

В покрытии до обработки лазером (после плазменного напыления) образуется 6,6 % моноклинной модификации (рис. 8а), остальное – практически тетрагональный диоксид циркония (17-923 – номер карты по картотеке ASTM), в котором при тонких исследованиях структуры можно обнаружить включения сложного оксида с формулой $\text{Zr}_3\text{Y}_4\text{O}_{12}$ (29-1389). Линии кубической модификации ZrO_2 на дифрактометре отсутствуют, а линии тетрагональной модификации заметно смещены в сторону увеличения параметров решетки.

После обработки импульсным лазером с $\lambda = 9,25$ мкм и плотностью энергии импульса 1000 кДж/м² в покрытии образуется сильно измельченная структура, исчезает моноклинная модификация ZrO_2 (рис. 8б). Фактически получается 100%-я тетрагональная модификация, причем линии тетрагонального ZrO_2 смещаются в сторону уменьшения параметров решетки. При этом происходит выравнивание концентрации оксида иттрия в объеме покрытия (в структуре отсутствуют обогащенные оксидом иттрия темные области). Вероятно, быстрое охлаждение покрытий после лазерной обработки подавляет диффузионные процессы, приводящие к перераспределению оксида иттрия. Идентифицируется также сложный оксид, но уже с другой формулой $\text{Y}_{0,15}\text{Zr}_{0,85}\text{O}_{1,93}$ (30-1468). Наличие и количественное содержание кубической модификации ZrO_2 обычно изучают в интервале $2\theta = 72^\circ\text{--}76^\circ$ (линия (400) с учетом анализа профиля линий (004) и (400) тетрагональной фазы).

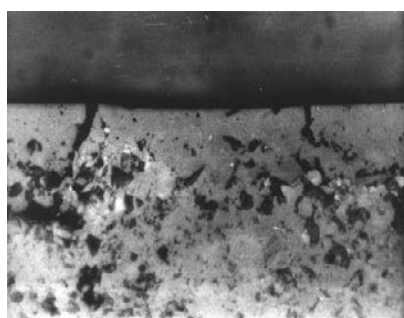


Рис. 5. Структура ТЗП после обработки импульсным CO_2 -лазером с длиной волны $\lambda = 9,25$ мкм и плотностью энергии импульса 1000 кДж/м² (×500)

Fig. 5. TBC structure after processing by impulse CO_2 -laser with wave length $\lambda = 9.25 \mu\text{m}$ and density of impulse energy 1000 kJ/m² (×500)

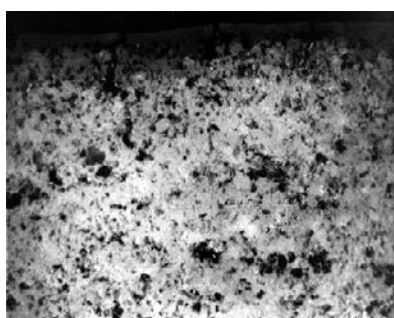


Рис. 6. Структура ТЗП после обработки импульсным CO_2 -лазером с $\lambda = 9,25$ мкм и плотностью энергии импульса 1500 кДж/м² (×500)

Fig. 6. TBC structure after processing by impulse CO_2 -laser with wave length $\lambda = 9.25 \mu\text{m}$ and density of impulse energy 1500 kJ/m² (×500)

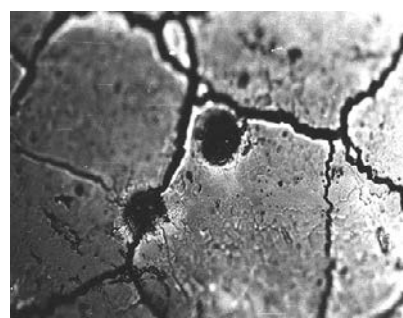


Рис. 7. Структура ТЗП после обработки импульсным CO_2 -лазером с $\lambda = 9,25$ мкм и плотностью энергии импульса 2000 кДж/м² (×500)

Fig. 7. TBC structure after processing by impulse CO_2 -laser with wave length $\lambda = 9.25 \mu\text{m}$ and density of impulse energy 2000 kJ/m² (×500)

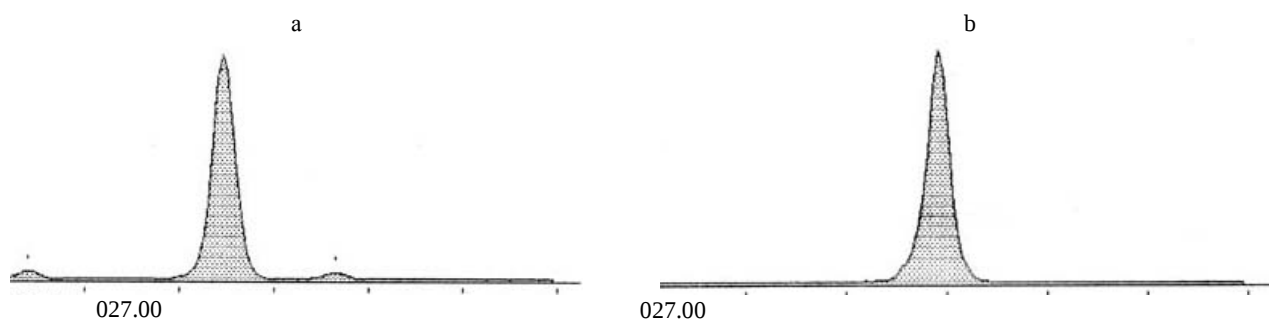


Рис. 8. Дифрактограмма в характерных областях съемки для разделения фаз:
a – после плазменного напыления, $2\theta = 27^\circ\text{--}33^\circ$; b – после обработки импульсным лазером

Fig. 8. Diffractogram in characteristic exposure zones for phase separation:
a – after plasma spraying, $2\theta = 27^\circ\text{--}33^\circ$; b – after processing by impulse laser

Результаты исследований, выполненных с помощью программы разделения наложенных линий SPLEET.LINE, позволяют идентифицировать только линии тетрагональной модификации (рис. 9a). Анализ профиля линий с учетом дуплетности также подтверждает отсутствие кубической фазы в обработанных покрытиях (рис. 9b).

Технология нанесения плазменных теплозащитных покрытий

На торцевую поверхность образцов из сплава ЖС-30 диаметром 20 мм и толщиной 10 мм наносили ТП. Нанесение подслоя для прототипа и заявляемого способа выполняли при одинаковых режимах на установке вакуумного плазменного напыления VPS фирмы «Плазма-Техник». Перед нанесением покрытия торцевые поверхности образцов подвергали струйно-абразивной обработке карбидом кремния с последующей очисткой от остатков абразива на ультразвуковой установке в среде этилового спирта. Рабочую камеру предварительно ваку-

умировали до давления 10^{-4} Бар, потом заполняли аргоном до давления $2 \cdot 10^{-2}$ Бар. Затем проводили ионную очистку и нагрев образцов до $750\text{--}800^\circ\text{C}$. После очистки и нагрева образцов наносили подслои толщиной 0,1 мм из порошков сплава на основе Co с 10 % Ni, 25 % Cr, 6 % Al, 5 % Ta, 0,6 % Y. Режим нанесения подслоя: ток электрической дуги 730 А; напряжение дуги 65 В; давление в камере $5 \cdot 10^{-2}$ бар; расход водорода 10 л/мин; расход аргона 50 л/мин; расход порошка 2,0 кг/ч; расход транспортирующего газа (аргон) 2 л/мин; дистанция напыления 350 мм.

После нанесения подслоя проводили напыление керамического покрытия из порошков частично стабилизированного диоксида циркония состава $\text{ZrO}_2 - 7\% \text{Y}_2\text{O}_3$ с изменением пористости по толщине покрытия в направлении от наружной поверхности слоя к подслою от 3–5 до 15–18 %. Покрытия наносили на две группы образцов, по пять образцов в каждой группе (одна группа по известному [11], вторая – по разработанному авторами способу).

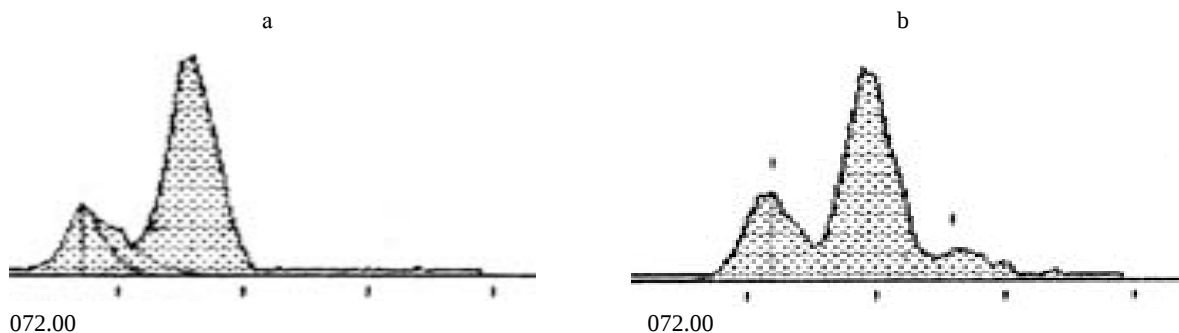


Рис. 9. Дифрактограмма в характерных областях съемки для разделения фаз:
a – после плазменного напыления, $2\theta = 72^\circ\text{--}76^\circ$; b – после обработки импульсным лазером

Fig. 9. Diffractogram in characteristic exposure zones for phase separation:
a – after plasma spraying, $2\theta = 72^\circ\text{--}76^\circ$; b – after processing by impulse laser

Образцы по прототипу после нанесения под-слоя и слоя покрытия спекали в нейтральной атмосфере. Перед спеканием производили нагрев покрытия до температуры начала $m-t$ -фазового моноклинно-тетрагонального перехода, затем осуществляли окислительный отжиг. Данные технологические операции выполняли для обеспечения фиксации в поверхностном слое покрытия метастабильной тетрагональной фазы ZrO_2 , которая значительно увеличивает вязкость разрушения покрытия. Покрытия по разработанному способу наносили при режимах напыления керамического слоя ТЗП, позволяющих сформировать в покрытии до 98 % тетрагональной фазы: ток дуги 600 А; расход водорода 8 л/мин; расход аргона 30 л/мин; дистанция напыления 110 мм; расход порошка 2 кг/ч; расход сжатого воздуха для охлаждения ТЗП 1 м³/мин; давление сжатого воздуха $p = 4$ атм; фракция порошка <50 мкм. Для обработки ТЗП использовали импульсно-периодический CO_2 -лазер с длиной волны 9,25 мкм, плотностью энергии импульса от 1000 до 1500 кДж/м². Обработку образцов лазером проводили с помощью ЭВМ, управляющей механизмом перемещения с двумя степенями свободы. Применение компьютера позволяет автоматически обрабатывать поверхность образ-

ца, установить требуемые размеры обрабатываемой поверхности и степень совмещения линий (дорожек). Обработанные образцы охлаждали сжатым воздухом до температуры, ниже начала фазового $m-t$ -перехода, что приводит к закалке и фиксации в поверхностном слое мелкодисперсной тетрагональной фазы ZrO_2 . После нанесения слоя покрытия подвергали циклическому тестированию в печи при температуре 1100 °С. Температуру в печи замеряли платиновой термопарой и поддерживали в пределах (1100 ± 8) °С. Стойкость покрытий к термоциклированию определяли по количеству термоциклов, которые выдерживали образцы до разрушения слоя керамического покрытия. Цикл состоял из: нагрева в течение 10 мин, выдержки при 1100 °С в течение 60 мин и 60-минутного охлаждения при 300 °С. В течение каждого 10 циклов образцы извлекались из печи для проверки, когда температура опускалась до 300 °С. Испытания продолжались до разрушения керамического покрытия, за которое принимали формирование трещины, видимой невооруженным взглядом. Сравнительные данные испытаний покрытий, полученных по [8] и разработанному авторами способу, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Влияние способа получения ТЗП из частично стабилизированного диоксида циркония на фазовый состав покрытий и стойкость к термоциклированию
Influence of method for obtaining of TBC from partially stabilized zirconium dioxide on phase composition of coatings and resistance to thermal cycling

Химический состав материала	Метод получения покрытия	Содержание фазы, %*			Количество термоциклов
		моноклинной	тетрагональной	кубической	
$ZrO_2 - 7 \text{ \% мас. \% } Y_2O_3$	[8]	2,0/4,0	96,9/78,9	1,1/17,1	520
$ZrO_2 - 7 \text{ \% мас. \% } Y_2O_3$	[7]	-/6,1	98,9/93,9	1,1/-	760

*Фазовый состав плазменных покрытий до/после термоциклирования.

ВЫВОД

В покрытии до обработки лазером образуется 6,6 % моноклинной модификации, остальное – практически тетрагональный диоксид циркония, в котором при исследовании структуры можно обнаружить включения сложного оксида с формулой $Zr_3Y_4O_{12}$. Линии кубической модификации ZrO_2 на дифрактометре отсутствуют, а линии тетрагональной модификации заметно смещены в сторону увеличения пара-

метров решетки. После обработки импульсным лазером с длиной волны $\lambda = 9,25$ мкм и плотностью энергии импульса 1000 кДж/м² в покрытии образуется сильно измельченная структура, исчезает моноклинная модификация ZrO_2 , фактически получается 100%-я тетрагональная модификация. Причем линии тетрагонального ZrO_2 смещаются в сторону уменьшения параметров решетки. Покрытие, полученное из порошка $ZrO_2 - 7 \text{ \% } Y_2O_3$ по разработанному авторами способу, выдерживает в 1,5 раза больше

циклов нагрева – охлаждения, чем подобное покрытие, изготовленное ранее. Таким образом, предложенный способ позволяет повысить стойкости покрытия к термоциклированию при температуре 1100 °С, что приводит к более длительной защите подложки от воздействий высоких температур.

ЛИТЕРАТУРА

1. Стернс, К. А. Теплозащитные покрытия / К. А. Стернс // Аэрокосмическая техника. 1997. № 10. С. 144–164.
2. Ильюшенко, А. Ф. Плазменные покрытия на основе керамических материалов / А. Ф. Ильюшенко, В. А. Оковитый, А. И. Шевцов. Минск: Беспринт, 2006. 316 с.
3. Ruckle, D. L. Plasma-Sprayed Ceramic Thermal Barrier Coatings for Turbine Vane Platforms / D. L. Ruckle // *Thin Solid Films*. 1990. Vol. 73, No 2. P. 455–461.
4. Оковитый, В. А. Влияние технологических параметров керамического слоя теплозащитного покрытия на стойкость к термоциклированию / В. А. Оковитый // Порошковая металлургия. 1998. Вып. 21. С. 101–105.
5. Lujtscheider, E. Laser Remelting of Thermally Sprayed Coatings / E. Lujtscheider // *Laser Treat. Mater. Eur. Conf. Bad Nauheim*. 1997. P. 445–450.
6. Григорянц, А. Г. Основы лазерной обработки материалов / А. Г. Григорянц. М.: Машиностроение, 1989. 304 с.
7. Laser Treatment of Plasma-Sprayed Coatings / H. Bhat [et al.] // 10th Int. Thermal Spraying Conf. Essen: DVS-Berichte, 1983. Vol. 80. P. 21–23.
8. Bhat, H. Laser-Treated Plasma-Sprayed Ni-Base Alloy Coatings / H. Bhat, H. Herman, R. J. Coyle // *High Temperature Protective Coatings. Proc. 112th AIME Annual Meeting*, Atlanta, 7–8 May 1983. P. 37–50.
9. Longa, Y. The Yttrium Effect on the Corrosion Resistance of CO₂-Laser Processed MCrAlY Coatings / Y. Longa, M. Takemoto // *Oxidation of Metals*. 1994. Vol. 41, No 5–6. P. 301–321.
10. Lugshader, E. Laser Treatment of CoNiAlY VPS Coatings / E. Lugshader // 8nd Plasma-Technik Sumposium: Proc. Sump. 2001. Vol. I. P. 323–345.
11. Способ получения теплозащитного покрытия: пат. 2979 Респ. Беларусь, МКИ4 С 23 С 4/12, 4/10 / В. А. Оковитый, А. Ф. Ильюшенко, С. Б. Соболевский, В. С. Ивашко; дата публ. 20.11.1999.

Поступила 27.10.2015

Подписана в печать 28.12.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Stearns K. A. (1997) Thermal Barrier Coatings. *Aerokosmicheskaya Tekhnika* [Aerospace], (10), 144–164 (in Russian).
2. Ilyushchenko A. F., Okovity V. A., Shevtsov A. I. (2006) *Plasma Coatings Based on Ceramic Materials*. Minsk, Besprint. 316 (in Russian).
3. Ruckle D. L. (1980) Plasma-Sprayed Ceramic Thermal Barrier Coatings for Turbine Vane Platforms. *Thin Solid Films*, 73 (2), 455–461. DOI: 10.1016/0040-6090(80)90514-3.
4. Okovity V. A. (1998) Influence of Technological Parameters of the Ceramic Layer in Thermal Barrier Coating on Resistance to Thermal Cycling. *Poroshkovaya Metallurgiya* [Powder Metallurgy], 21, 101–105 (in Russian).
5. Lujtscheider E. (1997) *Laser Remelting of Thermally Sprayed Coatings*. Laser Treat. Mater. Eur. Conf. Bad Nauheim, 445–450.
6. Grigoryants A. G. (1989) *Fundamentals of Laser Material Treatment*. Moscow, Mashinostroyeniye. 304 (in Russian).
7. Bhat H., Zatorski R. A., Herman H., Coyle R. J. (1983) Laser Treatment of Plasma-Sprayed Coatings. 10th Int. Thermal Spraying Conf. Essen, DVS-Berichte, 80, 21–23.
8. Bhat H., Herman H., Coyle R. J. Laser-Treated Plasma-Sprayed Ni-Base Alloy Coatings. *High Temperature Protective Coatings. Proc. 112th AIME Annual Meeting*, Atlanta, 7–8 May 1983, 37–50.
9. Longa Y., Takemoto M. (1994) The Yttrium Effect on the Corrosion Resistance of CO₂-Laser Processed MCrAlY Coatings. *Oxidation of Metals*, 41 (5–6), 301–321. DOI: 10.1007/BF01113368.
10. Lugshader E. (2001) Laser Treatment of CoNiAlY VPS Coatings. 8nd Plasma-Technik Sumposium: Proc. Sump. Vol. I. Wohlen, Switzerland, 323–345.
11. Okovity V. A., Ilyushchenko A. F., Sobolevski S. B., Ivashko V. S. (1999) *Method for Obtaining a Thermal Barrier Coating*. Patent Republic of Belarus no 2979 (in Russian).

Received: 27.10.2015

Accepted: 28.12.2015

Published online: 24.05.2016

Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи

Докт. техн. наук, доц. А. М. Даньков¹⁾

¹⁾Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Известные попытки создать зубчатую плавно регулируемую передачу с цельными зубчатыми колесами привели к разработке ряда так называемых адаптивных зубчатых передач. Наиболее конструктивно простой вариант зубчатой плавно регулируемой передачи – планетарная двухколесная передача. Очевидно, что активное регулирование передаточного отношения этой передачи должно основываться на наличии управляемых элементов (параметров) и механизма управления ими. В упомянутой передаче один из управляемых элементов – составное центральное зубчатое колесо – имеет такой управляемый параметр, как условный начальный диаметр. При этом колесо может вращаться или оставаться неподвижным. Другой управляемый элемент – водило – имеет в качестве управляемого параметра собственный радиус и совершает вращательное движение с большой скоростью ведущего элемента. Назначение механизма управления – обеспечить в работающей передаче радиальные перемещения секторов центрального зубчатого колеса и сателлита. В статье описаны его модификации и рассмотрены два варианта передачи управляющего воздействия от его источника к объекту управления: с помощью механических передач (два варианта) и посредством гидравлики.

Ключевые слова: планетарная плавно регулируемая передача, зубчатые сектора, центральное зубчатое колесо, водило переменного радиуса, механизм управления передаточным отношением

Для цитирования: Даньков, А. М. Как управлять передаточным отношением зубчатой планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 200–208

How to Control Reduction Ratio of Planetary Continuously-Adjustable Gear Train

A. M. Dankov¹⁾

¹⁾Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus)

Abstract. The known attempts to create a continuously-adjustable gear train with solid gears have led to development of some so-called adaptive gears. The most structurally simple version of continuously-adjustable gear train is a two-wheel planetary gear. It is an obvious fact that an active regulation of gear ratio for the gear should be based on the presence of controlled elements (parameters) and a mechanism for their control. In respect of the mentioned gear one of the controlled elements that is a compound central toothed gear has such controlled parameter as a nominal pitch diameter. In this case it can rotate or remain motionless. Other controlled element which is a planetary carrier has its own radius as a controlled parameter and makes a rotary motion with a great speed of a leading element. The purpose of the control mechanism is to ensure radial displacement of central toothed gear and planet gear sectors in the working gear. The paper describes the mechanism modifications and considers two variants for transfer of control action from its source to an object to be controlled. The transfer is ensured by mechanical gears (two variants) and hydraulics.

Keywords: planetary continuously-adjustable gear train, gear sectors, central toothed gear, planetary carrier with variable radius, control mechanism for reduction ratio

For citation: Dankov A. M. (2016) How to Control Reduction Ratio of Planetary Continuously-Adjustable Gear Train. *Science & Technique*. 15 (3), 200–208 (in Russian)

Адрес для переписки

Даньков Александр Михайлович
Белорусско-Российский университет
просп. Мира, 43, корп. 1,
212000, г. Могилев, Республика Беларусь
Тел.: +375 22 225-08-08
amdan@yandex.ru

Address for correspondence

Dankov Alexsander M.
Belarusian-Russian University
43 Mira Ave., korp. 1,
212000, Mogilev, Republic of Belarus
Tel.: +375 22 225-08-08
amdan@yandex.ru

Введение

К приводам различных технологических машин достаточно давно и все чаще в наше время предъявляются требования не только бесступенчатого регулирования, но и осуществления этого регулирования автоматически, стимулируя поиски специалистами и энтузиастами приемлемых технических решений этой проблемы [1]. Используемые в современном машиностроении плавно регулируемые приводы основаны на гидравлических, электрических, гидромеханических и электрогидравлических передачах, а автомобильные трансмиссии – на фрикционных вариаторах, конструкции которых позволяют с высокой точностью регулировать изменение передаточного отношения согласно заданной программе на ходу и под нагрузкой, что упрощает их автоматическое управление. Приведенный перечень не включает передач зацеплением, потому что известный цепной вариатор [2] имеет невысокие технические характеристики, а созданные на основе цельных зубчатых колес бесступенчато-регулируемые передачи [3] являются скорее адаптивными, а не управляемыми. В то же время на основе использования составных полисекторных зубчатых колес [4] создан ряд модификаций зубчатой плавно регулируемой передачи, выполненных как по развернутой [5, 6], так и по планетарной [7, 8] схемам. Решая вышеуказанные задачи и отличаясь простотой и удовлетворительной потенциальной надежностью при приемлемых габаритах и массе, они пока не получили распространения ни в машино-, ни в автомобилестроении, в том числе и по причине недостаточной проработанности системы управления их передаточным отношением. В статье описаны модификации механизма управления планетарной, представляющей наиболее перспективной, зубчатой плавно регулируемой передачей, удовлетворяющие принципам ее существования [9].

Планетарная плавно регулируемая зубчатая передача

Наиболее эффективной областью применения плавно регулируемых механических передач вследствие повсеместного распространения регулируемого электропривода стали транс-

миссии транспортных средств, что ни в коем случае не исключает их использования в обоснованных случаях за пределами этой области. Благодаря постоянному и неуклонному ужесточению экологических норм трансмиссии транспортных средств прошли длинный и сложный путь развития от двух-, трехступенчатых до современных 10-ступенчатых трансмиссий (DSG). Этот путь включает этап использования плавно регулируемых механических передач и подтверждает общепризнанный тезис, что развитие и в данной области техники идет по спирали. Следуя формальной логике этого тезиса, можно ожидать, что на смену трансмиссиям DSG придет плавно регулируемая передача более высокого, чем у широко применяющихся в наше время передач, технического уровня.

Класс плавно регулируемых механических передач (исключая так называемые адаптивные зубчатые [3]) на сегодняшний день представлен широко реализованными в ответственных областях техники фрикционными передачами (клиноцепными и клиноременными, а также тороидальными), менее распространенными передачами зацеплением (цепными), а также пока еще остающимися перспективными передачами с составными полисекторными зубчатыми колесами (СПЗК), представителем которых является планетарная плавно регулируемая передача (ППП). Схема силовой кинематической цепи описанной в [10] ППП, приведенная на рис. 1, отличается как очевидной нетривиальностью базового технического решения, так и не менее очевидной сложностью его реализации. Опираясь на результаты достигнутого уровня реализации этой передачи, подтверждающего ее принципиальную работоспособность, и одновременно абстрагируясь от них, рассмотрим другие, не менее важные аспекты ее существования.

Плавно регулируемая механическая передача кроме элементов, обеспечивающих ее способность передавать требуемую нагрузку, должна иметь механизм внешнего управления передаточным отношением, отдельные элементы которого неизбежно должны стать элементами конструкции передачи. Так, в ППП в режиме функционирования с заданным передаточным отношением сателлит и зубчатые сектора центрального зубчатого колеса должны

фиксироваться в определенном положении элементами механизма управления, воспринимающими силы в зацеплении.

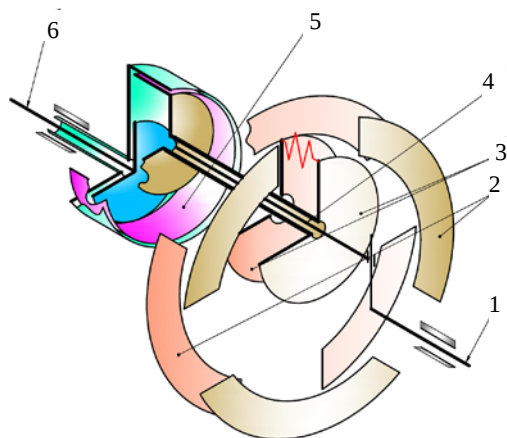


Рис. 1. Схема силовой кинематической цепи ППП:
1 – ведущий вал; 2 – центральное зубчатое колесо;
3 – сателлит; 4 – водило; 5 – передача для съема вращения с сателлита; 6 – ведомый вал

Fig. 1. Scheme of power kinematic chain for planetary continuously-adjustable gear train:
1 – drive shaft; 2 – central toothed gear;
3 – planet gear; 4 – planetary carrier; 5 – gear for removal of twirls from planet gear; 6 – driven shaft

Таким образом, механизм управления – это конструктивный элемент плавно регулируемой передачи, который создает управляющее усилие во время изменения передаточного отношения передачи при помощи электрического или гидравлического привода и удерживает заданное передаточное отношение до поступления очередной команды. Главной особенностью системы управления плавно регулируемой передачей является необходимость сообщать управляющее воздействие и перемещение как не совершающим рабочего вращательного движения, так и вращающимся элементам передачи. Невращающимися являются сектора центрального зубчатого колеса, а вращающимися – сателлит. Причем эти элементы в процессе регулирования передаточного отношения перемещаются поступательно и радиально. Безотносительно к специфике конкретной области применения ППП, накладывающей особые требования на конструкцию передачи и ее элементов, рассмотрим общие принципы построения модификаций (электромеханической и гидромеханической) механизма управления передаточным отношением ППП и оценим степень их влияния на конструкцию передачи.

Электромеханический механизм управления (1-й вариант)

Традиционно считается, что электромеханический привод имеет хорошую управляемость, более высокий КПД, удобство и надежность в эксплуатации и меньшее энергопотребление, но невысокую скорость срабатывания и более низкие массогабаритные характеристики. Основное же преимущество этой модификации механизма управления в данном конкретном случае – возможность обеспечения всех необходимых для регулирования передаточного отношения перемещений элементов передачи с помощью одного сервопривода, включающего электродвигатель, специфическую механическую передачу, датчики, электронный блок управления и исполняющее устройство, взаимодействующие на основе хорошо отработанных принципов.

Источник управляющего воздействия (электродвигатель) пространственно удален от каждого из управляемых элементов, поэтому для передачи указанного воздействия управляемым элементам нужен механизм с разветвляющейся (на каждый управляемый элемент) кинематической цепью. Наиболее компактными являются механизмы для передачи вращательного движения. Следовательно, сообщать регулирующие перемещения секторам и сателлиту необходимо через обеспечивающие компактность конструкции зубчато-реечные механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное. Так как сателлит в работающей передаче совершает вращательное движение вместе с водилом со скоростью ведущего вала, сообщать регулирующие перемещение зубчатому колесу его зубчато-реечного механизма необходимо через дифференциальный механизм, суммирующий вращения ведущего вала и управляющего воздействия. Таким образом, механическая передача механизма управления должна иметь вид, приведенный на рис. 2 (электродвигатель не показан). Передача включает две вспомогательные планетарные передачи: замыкающую, образованную зубчатыми колесами z_1 , z_3 , z_5 , и управляющую, образованную зубчатыми колесами z_2 , z_4 , z_6 . Обе передачи имеют общее водило, свободно вращающееся на ведущем валу, на котором установлены идентичные сателлиты z_3 и z_4 , причем сател-

лит z_4 имеет независимое от сателлита z_3 вращение относительно собственной оси. Центральное зубчатое колесо с внешними зубьями z_1 закреплено на ведущем валу, а имеющее такое же число зубьев зубчатое колесо z_2 свободно вращается на ведущем валу и жестко связано с зубчатым колесом z_7 , находящимся в зацеплении с закрепленной на ползуне сателлита зубчатой рейкой. Центральные зубчатые колеса с внутренними зубьями z_5 и z_6 имеют одинаковое число зубьев, при этом зубчатое колесо z_5 неподвижно закреплено на корпусе передачи, а зубчатое колесо z_6 может вращаться вокруг собственной оси.

Замыкающая вспомогательная планетарная передача определяет закон вращения водила h , общего для замыкающей и управляющей планетарных передач, в результате чего зубчатым колесам z_2 и z_7 сообщается вращение ведущего вала. Поворотом зубчатого колеса z_6 зубчатым колесам z_2 и z_7 может быть сообщено дополнительное управляющее вращение. Таким образом, управляющая вспомогательная планетарная передача исполняет роль вышеупомянутого

дифференциала, а зубчатое колесо z_6 является источником управляющего воздействия и точкой разветвления кинематической цепи механизма управления передаточным отношением ППП. В результате сформирована ветвь кинематической цепи механизма управления, обеспечивающая регулирующие перемещения сателлита. Так как перемещения сателлита и секторов центрального зубчатого колеса ППП строго согласованы, зубчатое колесо z_6 должно быть источником управляющего воздействия и для ветви кинематической цепи механизма управления, обеспечивающей согласованные перемещения секторов центрального зубчатого колеса. По компоновочным соображениям и с целью конструктивного упрощения этой ветви целесообразно зубчатое колесо z_6 жестко соединить с зубчатым колесом z_8 с внешними зубьями, с которым находятся в зацеплении зубчатые колеса z_9 (на схеме показано только одно колесо). На валах зубчатых колес z_9 закреплены зубчатые колеса z_{10} , находящиеся в зацеплении с зубчатыми рейками, закрепленными на секторах центрального зубчатого колеса.

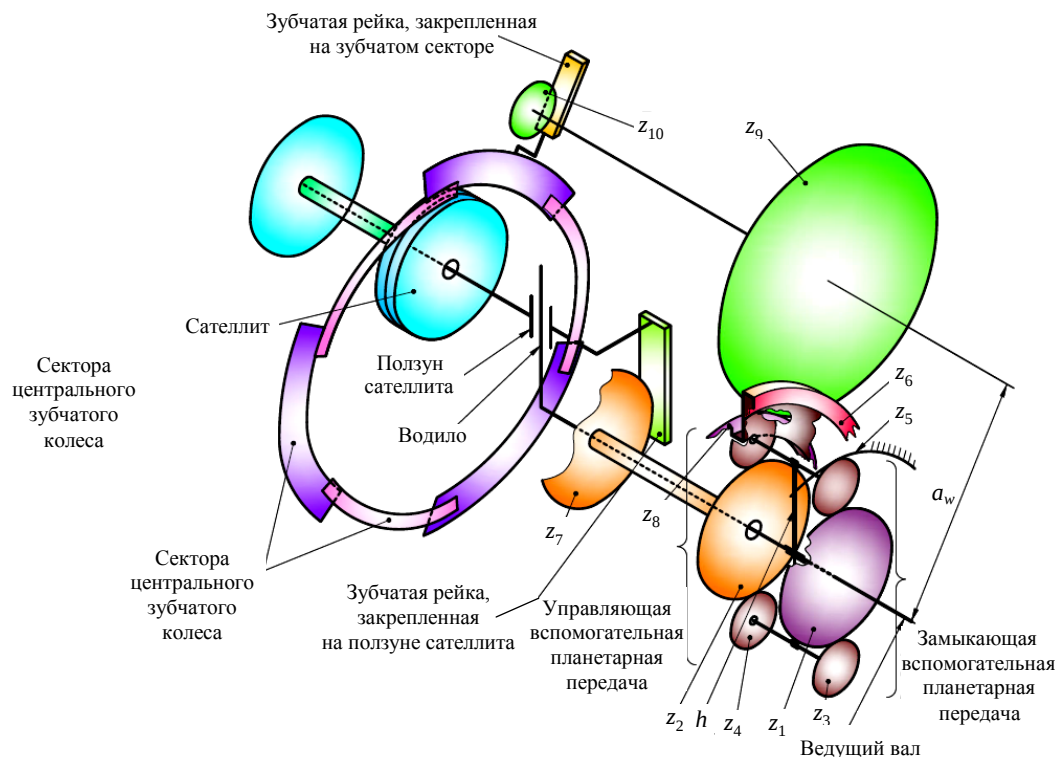


Рис. 2. Схема механической передачи механизма управления ППП

Fig. 2. Scheme of mechanical gearing for control mechanism of planetary continuously-adjustable gear train

Описанная кинематическая схема механизма управления обеспечивает реализацию третьего принципа существования зубчатой плавно-регулируемой передачи (жесткая кинематическая связь между перемещениями элементов передачи [9]), т. е. синхронность перемещений находящихся в зацеплении зубчатых секторов и сателлита. Одинаковая величина линейных перемещений сателлита и секторов центрального зубчатого колеса строго обеспечивается соотношением зубьев зубчатых колес, образующих механизм управления. По компоновочным соображениям зубчатые колеса z_7 и z_{10} выполнять с одинаковым числом зубьев нецелесообразно ($z_7 > z_{10}$). Поэтому передаточное отношение $i_{\text{му}}$ кинематической цепи между зубчатыми колесами z_7 и z_{10} должно быть равно отношению z_7/z_{10} . Следовательно, справедлива зависимость

$$i_{\text{му}} = \frac{z_7}{z_{10}} = \frac{z_4 z_6 z_9}{z_2 z_4 z_8}. \quad (1)$$

Поскольку числа зубьев зубчатых колес z_2 , z_4 , z_6 во многом определяются компоновочными соображениями, зависимость (1) можно использовать для предварительного определения числа зубьев зубчатого колеса z_9 . Межосевое расстояние a_w передачи $z_8 - z_9$ может быть продиктовано компоновочными соображениями, которые будут учитываться при предварительном определении числа зубьев зубчатого колеса z_9 . При незначительном отличии расчетного и требуемого $a_{\text{втрб}}$ значений a_w указанное отличие будет компенсироваться за счет угла наклона зубьев β_{8-9} зубчатых колес z_8 и z_9 , величина которого определяется из формулы

$$\cos \beta = \frac{m(z_8 + z_9)}{2a_{\text{втрб}}}, \quad (2)$$

где m – модуль зацепления передачи $z_8 - z_9$.

Вернемся к формуле (1) с тем, чтобы осветить еще один немаловажный нюанс. Поскольку числа зубьев зубчатых колес z_2 , z_4 , z_6 , z_8 , z_9 – целые числа, значение правой части (1) может отличаться от значения отношения z_7/z_{10} и быть равным, например, $i'_{\text{му}}$. Это расхождение может быть устранено за счет изменения угла наклона зуба зубчатого колеса z_7 . Если $i'_{\text{му}} > i_{\text{му}}$,

искомый угол β_7 наклона зуба найдем из выражения

$$\beta_7 = \arccos \frac{i_{\text{му}}}{i'_{\text{му}}}. \quad (3)$$

Немаловажным представляется определение нагруженности зубчатых передач механизма управления. Упрощая реальную картину, будем считать, что зубчатые рейки, закрепленные на ползуне и секторах центрального зубчатого колеса, будут нагружены только радиальными силами F_r в зацеплении сателлита с центральным зубчатым колесом ППП (рис. 3).

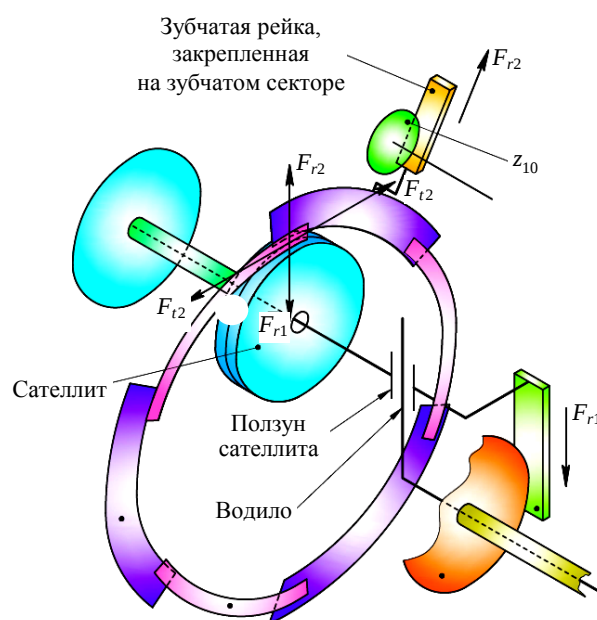


Рис. 3. Схема нагружения элементов механизма управления

Fig. 3. Scheme of loading for elements of control mechanism

Эти силы создают различные по величине крутящие моменты на валах зубчатых колес z_7 и z_{10} , а именно T_1 и T_2 соответственно. Учитывая равенство радиальных сил F_{r1} и F_{r2} , величину этих моментов определяют по формулам:

$$T_1 = F_r r_7 = F_r \frac{m z_7}{2 \cos \beta}; \quad (4)$$

$$T_2 = F_r r_{10} = F_r \frac{m z_{10}}{2}.$$

В точку разветвления кинематической цепи механизма управления данные моменты должны приходить не только трансформированными, но и разнонаправленными с целью минимизации мощности источника управляющего воздействия. Разнонаправленность моментов T_1 и T_2 легко обеспечивается расположением зубчатых реек относительно соответствующих зубчатых колес.

Точкой разветвления кинематической цепи механизма управления наиболее целесообразно выбрать зубчатое колесо с двумя зубчатыми венцами z_6, z_8 . При этом конструктивно реализовать идею минимизации мощности источника управляющего воздействия можно, соединив его с валом зубчатого колеса z_{10} посредством фиксатора, сходного по принципу действия с грузоупорным тормозом, используемым в грузоподъемных механизмах, назначение которого – сохранять в течение заданного промежутка времени заданное передаточное отношение передачи.

Электромеханический механизм регулирования передаточного отношения ППП с оппозиционно расположенными венцами сателлита (2-й вариант)

В этой модификации ППП (рис. 4) зубчатые венцы сателлита установлены на поворотных эксцентриковых втулках регулируемых кулачков, выполненных на ведущем валу передачи, и зафиксированы от вращения вокруг собственной оси (механизм фиксации не показан). Немаловажные достоинства этой модификации ППП – конструктивная простота силовой кинематической цепи, достигаемая вследствие:

- отсутствия необходимости в специальном механизме для съема вращения с сателлита;
- возможности обеспечения балансировки сателлита с помощью противовесов, не совершающих поступательных перемещений при изменении радиуса водила передачи.

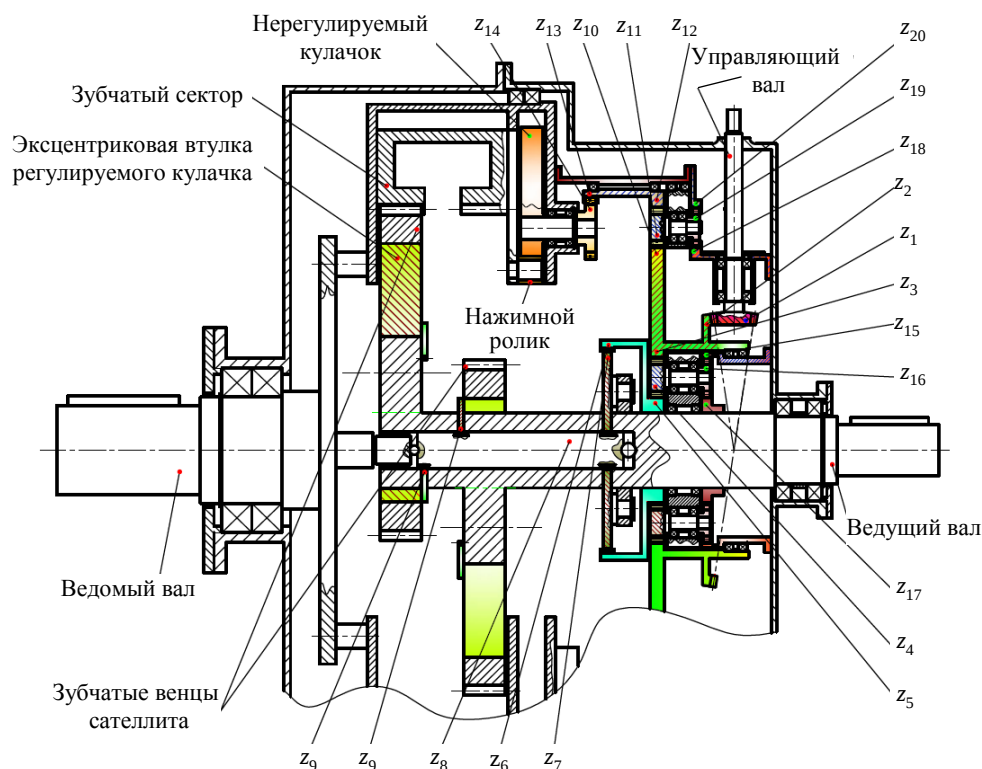


Рис. 4. Схема кинематической цепи управления передаточным отношением ППП при оппозиционном расположении зубчатых венцов сателлита

Fig. 4. Scheme of kinematic chain for control of reduction ratio in planetary continuously-adjustable gear train at horizontally-opposed arrangement of planet gear toothed rings

Положительный эффект этих достоинств ППП в значительной степени снижает ее основной недостаток – повышенные радиальные габариты при приемлемых значениях диапазона регулирования.

Радиус регулируемых кулачков синхронно изменяется поворотом эксцентриковых втулок. Соответствующие изменению радиуса кулачка перемещения секторов центрального зубчатого колеса обеспечиваются многопоточным кулачковым механизмом, нерегулируемые кулачки которых взаимодействуют с нажимными роликами, смонтированными на секторах. Поскольку вращательное движение, причем с разными скоростями, совершают и эксцентриковые втулки регулируемых кулачков, и нерегулируемые кулачки, управляющие секторами центрального зубчатого колеса, для сообщения им управляющих перемещений от одного управляющего вала в каждой кинематической цепи должны быть предусмотрены управляющая и замыкающая планетарные передачи. Так, в кинематических цепях сателлита и центрального зубчатого колеса замыкающие передачи образованы зубчатыми колесами z_{15}, z_{16}, z_{17} и z_{18}, z_{19}, z_{20} соответственно, а управляющие – зубчатыми колесами z_3, z_4, z_5 и z_{10}, z_{11}, z_{12} . Управляющее зубчатое колесо z_6 через промежуточные зубчатые колеса z_7 и z_8 сообщает управляющее вращение зубчатым колесам z_9 , закрепленным на эксцентриковых втулках. Управляющее зубчатое колесо z_{12} через зубчатые колеса z_{14} сообщает управляющий поворот нерегулируемым кулачкам. Угол φ_9 поворота эксцентриковой втулки равен углу φ_{14} поворота нерегулируемого кулачка, каждый из которых может быть определен по формулам:

$$\varphi_9 = \frac{\varphi_1}{\frac{z_2 z_4 z_5 z_7 z_8 z_9}{z_1 z_3 z_4 z_6 z_7 z_8}}; \quad (5)$$

$$\varphi_{14} = \frac{\varphi_1}{\frac{z_2 z_{11} z_{12} z_{14}}{z_1 z_{10} z_{11} z_{13}}},$$

где φ_1 – угол поворота управляющего вала.

Совместное решение уравнений (5) позволяет определить числа зубьев зубчатых колес механизма управления, а вышеописанные принципы организации механизма управления остаются актуальными и в этом случае с поправкой на конструктивное усложнение кинематической цепи управления положением зубчатых секторов.

Гидромеханический механизм управления

В механизме управления ППП основная функция гидропривода – преобразование с устранением промежуточных зубчатых передач в кинематической цепи регулирования положения сателлита, механических характеристик приводного двигателя и приведение получаемого результата в соответствие с требованиями нагрузки на выходном валу ППП. Другая функция гидропривода – передача мощности от приводного двигателя к исполнительным устройствам механизма регулирования, которая происходит по классической схеме: приводной двигатель передает вращающий момент на вал насоса, который сообщает энергию рабочей жидкости; рабочая жидкость по гидролиниям через регулируюшую аппаратуру поступает в объемные гидродвигатели, где гидравлическая энергия преобразуется в механическую, после чего рабочая жидкость по гидролиниям возвращается непосредственно к насосу.

То есть гидросистема планетарной плавно регулируемой зубчатой передачи должна включать гидронасос, предназначенный для подачи рабочей жидкости к гидроцилиндру возвратно-поступательного движения и поворотному гидроцилиндру, и гидроаппаратуру (гидрораспределитель, предназначенный для управления изменением передаточного отношения рассматриваемой передачи, делитель потока для обеспечения требуемой подачи рабочей жидкости для гидроцилиндров). Последняя совместно с насосом, в отличие от гидроцилиндров, не является элементом структуры ППП. В таком случае схема механизма управления передаточным отношением ППП с гидроприводом имеет вид, приведенный на рис. 5 (гидронасос и гидролинии не показаны).

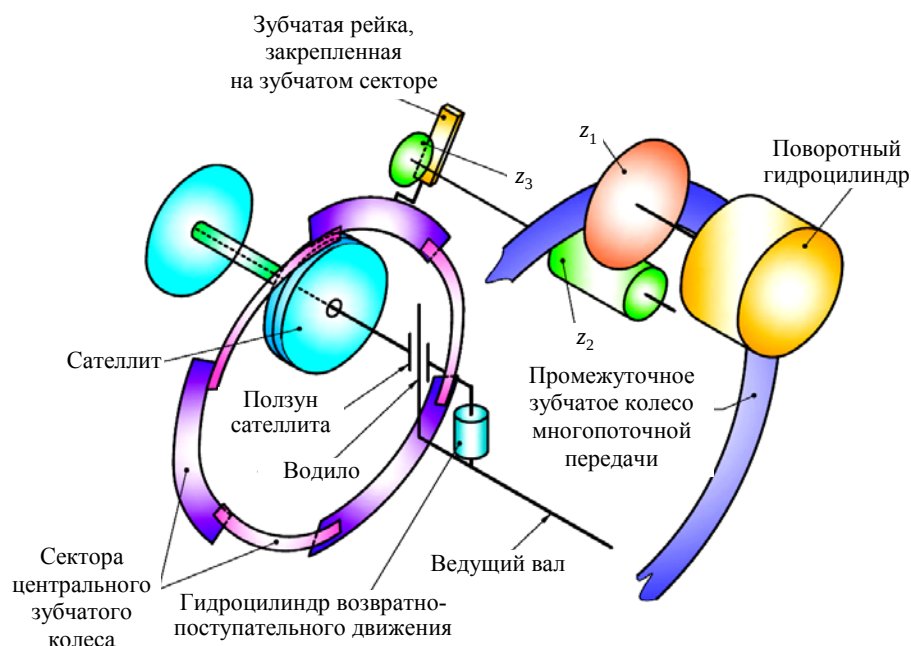


Рис. 5. Схема механизма управления ППП с гидромеханическим приводом

Fig. 5. Scheme of the control mechanism of planetary continuously adjustable gear train with the hydromechanical drive

Применение в качестве источника управляющего воздействия гидропривода не избавляет от необходимости использовать многопоточную механическую передачу для сообщения радиальных перемещений секторам центрального зубчатого колеса и в то же время не препятствует реализации всех его преимуществ, но и не устраняет недостатки. К преимуществам гидропривода следует отнести:

- возможность получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе передаточного механизма;
- простоту осуществления различных видов движения – в данном случае поступательного и поворотного;
- возможность частых и быстрых переключений при возвратно-поступательных и вращательных прямых и реверсивных движениях;
- возможность пропорционального распределения усилий при одновременной подаче рабочей жидкости на оба гидроцилиндра;
- упрощенность компоновки основных узлов гидропривода внутри корпуса ППП в сравнении с электромеханическим приводом.

Преимущества гидромеханического привода несколько уменьшаются вследствие присущих ему общеизвестных недостатков, среди которых следует выделить:

- неизбежный, учитывая интенсивность работы привода, нагрев, уменьшение вязкости рабочей жидкости и необходимость применения специальных устройств для ее охлаждения;
- более низкий ожидаемый КПД, чем у вышеописанного электромеханического привода;
- наличие двух гидродвигателей, так как при одном (неполноповоротном) гидродвигателе перемещения сателлиту пришлось бы сообщать посредством двух вышеописанных дифференциалов.

У механизма управления с гидроприводом вместо фиксатора должно предусматриваться устройство (обратный клапан), исключающее возможность самопроизвольного перемещения секторов центрального зубчатого колеса или сателлита.

ВЫВОДЫ

1. Передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи можно управлять с помощью механизма с одним источником управляющего воздействия, в качестве которого можно использовать как электродвигатель, так и гидронасос, приводимый в действие двигателем любого типа.

2. Использование электромеханического привода приводит к необходимости встраивать в корпус передачи разветвляющуюся механическую систему, способную удовлетворительно решать задачу управления передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи, но отличающуюся сложностью, возрастающей при попытках упрощения силовой кинематической цепи планетарной плавно регулируемой передачи (модификация с оппозитными зубчатыми венцами сателлита).

3. Использование гидромеханического привода конструктивно упрощает механизм управления передаточным отношением планетарной плавно регулируемой передачи, но требует организации сложной системы гидролиний с достаточно высоким давлением, обусловленным невозможностью развивать поперечные размеры гидроцилиндров для обеспечения требуемой величины управляющих усилий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Заблонский, К. И. Плавно регулируемые передачи / К. И. Заблонский, А. Е. Шустер. Киев: «Техника», 1975. 272 с.
2. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Иванов, К. С. Теоретические основы зубчатой бесступенчатой регулируемой передачи / К. С. Иванов // Теория механизмов и машин. 2010. Т. 8, № 2. С. 36–48.
4. Даньков, А. М. Сборка составных зубчатых колес для регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2002. № 11. С. 7–10.
5. Даньков, А. М. Передаточные механизмы с составными зубчатыми колесами / А. М. Даньков // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1998. № 4. С. 84–90.
6. Даньков, А. М. Эксплуатационные характеристики передач с составными зубчатыми колесами нового типа / А. М. Даньков, А. А. Кузьменков // Теория и практика машиностроения. 2004. № 5. С. 56–60.
7. Даньков, А. М. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавно регулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. 2009. № 2. С. 38–42.
8. Даньков, А. М. Конструктивные и кинематические особенности плавно регулируемых зубчатых передач / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Вестник Белорусско-Российского университета. 2011. № 1. С. 27–38.
9. Даньков, А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавно регулируемой зубчатой передачи /

А. М. Даньков // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005. № 10. С. 38–43.

10. Даньков, А. М. Балансировка деталей планетарной плавно регулируемой передачи / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 2. С. 3–8.

Поступила 07.09.2015

Подписана в печать 09.11.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Zablonksii K. I., Shuster A. E. (1975) *Continuously-Variable Transmission*. Kiev, Tekhnika. 272 (in Russian).
2. Reshetov D. N. (1989) *Machine Components*. 4th ed. Moscow, Mashinostroenie. 496 (in Russian).
3. Ivanov K. S. (2010) Theoretical Foundations of Gear Infinitely Variable Transmission. *Teoriya Mekhanizmov i Mashin* [Theory of Mechanisms and Machines], 8 (2), 36–48 (in Russian).
4. Dankov A. M. (2002) Assembly of Compound Gear Wheels for Variable Gear Transmissions. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (11), 7–10 (in Russian).
5. Dankov A. M. (1998) Transmission Gears with Compound Gear Wheels. *Vestsi Natsionalnay Akademii Navuk Belarusi. Ser. Fiziko-Tekhnicheskikh Nauk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physico-Technical Series], (4), 84–90 (in Russian).
6. Dankov A. M., Kuzmenkov A. A. (2004) Operational Characteristics of Transmissions with Compound Gear Wheels of New Type. *Teoriya i Praktika Mashinostroeniya* [Theory and Practice of Mechanical Engineering], (5), 56–60 (in Russian).
7. Dankov A. M., Ioffe A. Z. (2009) Synthesis and Analysis of Compound Central Gear Wheel of Epicyclic Continuously Variable Gear of New Type. *Mekhanika Mashin, Mekhanizmov i Materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], (2), 38–42 (in Russian).
8. Dankov, A. M., Ioffe A. Z. (2011) Constructive and Kinematic Specific Features of Continuously Variable Gear Transmissions. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo Universiteta* [Bulletin of Belarusian-Russian University], (1), 27–38 (in Russian).
9. Dankov A. M. (2005) Assembly and Adjustment of Main Modifications of Continuously Variable Gear Transmissions. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (10), 38–43 (in Russian).
10. Dankov A. M., Ioffe A. Z. (2011) Balancing of Epicyclic Continuously Variable Gear Parts. *Sborka v Mashinostroenii, Priborostroenii* [Assembly in Mechanical Engineering, Instrumentation], (2), 3–8 (in Russian).

Received: 07.09.2015

Accepted: 09.11.2015

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-209–215

УДК 621.79 (075.8)

Влияние формы кольцевого концентратора ультразвуковой системы на коэффициент усиления амплитуды колебаний

Канд. техн. наук, доц. Д. А. Степаненко¹⁾, асп. И. В. Луговой¹⁾, канд. техн. наук, доц. В. П. Луговой¹⁾¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. В статье дано теоретическое обоснование создания концентраторов ультразвуковых колебаний на основе кольцевых упругих элементов с некруглым (эллипсообразным) эксцентричным профилем внутреннего контура. Форма внутреннего контура в полярных координатах описывается рядом Фурье по угловой координате, состоящим из постоянного члена и первой и второй гармоник. С помощью метода конечных элементов исследовано влияние геометрических параметров концентратора на коэффициент усиления и собственные частоты колебаний. Показана возможность управления коэффициентом усиления кольцевых концентраторов путем изменения эксцентриситета внутреннего контура и среднего значения толщины поперечного сечения. Коэффициент усиления удовлетворяет условию $K < N$, где N – отношение толщин входного и выходного сечений концентратора, и снижается с увеличением порядка моды колебаний. Аналогичное условие выполняется для стержневого конического концентратора, с той разницей, что в случае стержневых концентраторов усиление обеспечивается за счет изменения диаметра, а N представляет собой отношение диаметров. Показано, что изменение формы внутреннего контура позволяет регулировать собственные частоты колебаний концентратора в широком диапазоне без изменения габаритных размеров и существенного изменения коэффициента усиления, что важно для частотного согласования концентратора с ультразвуковой колебательной системой. Преимуществами предложенных концентраторов являются простота конструкции и изготовления, малые габаритные размеры, возможность регулировки собственной частоты колебаний путем изменения статической нагрузки. Разработанные концентраторы могут найти применение в ультразвуковых установках и приборах технологического и медицинского назначения.

Ключевые слова: ультразвуковой концентратор, метод конечных элементов, изгибные колебания, коэффициент колебания, собственные частоты

Для цитирования: Степаненко, Д. А. Влияние формы кольцевого концентратора ультразвуковой системы на коэффициент усиления амплитуды колебаний / Д. А. Степаненко, И. В. Луговой, В. П. Луговой // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 209–215

Shape Effect of Annular Concentrator in Ultrasonic System on Amplification Factor of Vibration Amplitude

D. A. Stepanenko¹⁾, I. V. Lugovoy¹⁾, V. P. Lugovoy¹⁾¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper contains a theoretical underpinning on creation of ultrasonic vibration concentrators based on annular elastic elements with non-circular (ellipse-like) eccentric shape of internal contour. Shape of internal contour in polar coordinates is described by Fourier series relative to angular coordinate that consists of a constant term and first and second harmonics. An effect of geometric parameters of the concentrator on amplification factor and natural vibration frequencies has been investigated with the help of a finite element method. The paper reveals the possibility to control an amplification factor of annular concentrators while varying eccentricity of internal contour and mean value of cross-section thickness. The amplification factor satisfies a condition $K < N$, where N is thickness ratio of amplifier input and output sections, and it is decreasing

Адрес для переписки

Степаненко Дмитрий Александрович
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 22,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-40-81
kipp@bntu.by

Address for correspondence

Stepanenko Dmitri A.
Belarusian National Technical University
22 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-40-81
kipp@bntu.by

with increase of vibration mode order. The similar condition has been satisfied for conical bar concentrator with the difference that in the case of bar concentrators an amplification is ensured due to variation of diameter and N will represent ratio of diameters. It has been proved that modification of internal contour shape makes it possible to carry out a wide-band tuning of natural frequencies of concentrator vibrations without alteration of its overall dimensions and substantial change of amplification factor, which is important for frequency matching of the concentrator and ultrasonic vibratory system. Advantages of the proposed concentrators include simplicity of design and manufacturing, small overall dimensions, possibility for natural frequency tuning by means of static load variation. The developed concentrators can find their application in ultrasonic devices and instruments for technological and medical purposes.

Keywords: ultrasonic concentrator, finite element method, flexural vibrations, amplification factor, natural frequencies

For citation: Stepanenko D. A., Lugovoy I. V., Lugovoy V. P. (2016) Shape Effect of Annular Concentrator in Ultrasonic System on Amplification Factor of Vibration Amplitude. *Science & Technique*. 15 (3), 209–215 (in Russian)

Введение

Благодаря свойству упругих тел накапливать потенциальную энергию их можно применять в различных устройствах в качестве аккумуляторов механической энергии, чувствительных элементов измерительных приборов, упругих опор, амортизаторов [1]. Способность воспринимать действие вынужденных колебаний в широком диапазоне частот позволила также использовать их в различных вибрационных устройствах.

Одной из сфер применения упругих элементов являются ультразвуковые техника и технология [2–6]. В частности, теоретически описана и экспериментально обоснована возможность создания концентраторов ультразвуковых колебаний на основе кольцевых упругих элементов [7]. Основные преимущества концентраторов на базе кольцевых упругих элементов по сравнению со стержневыми концентраторами – технологичность, малые габаритные размеры и масса.

Деформация кольцевого упругого концентратора складывается из двух составляющих: статической деформации $u_{\text{ст}}$ от действия статической нагрузки $P_{\text{ст}}$ и динамической деформации $u_{\text{дин}}$, вызванной действием вынужденных колебаний:

$$u = u_{\text{ст}} + u_{\text{дин}}.$$

Наличие упругой статической деформации в кольцевом концентраторе экспериментально установлено в [8], где предложены два вида кольцевых концентраторов, отличающихся формой поперечного сечения: с постоянной и переменной толщинами сечения. Важная особенность применения кольцевых концентраторов – возможность согласования резонансных частот концентратора и ультразвуковой колебательной

системы, являющейся источником колебаний, при изменении величины статической нагрузки $P_{\text{ст}}$ на связанный с концентратором рабочий инструмент. Эта особенность обусловлена тем, что в отличие от стержневых кольцевые концентраторы – нежесткие элементы. Потому резонансная частота последних зависит от их статической деформации $u_{\text{ст}}$ и как следствие от величины приложенной к ним нагрузки.

Анализ и расчет кольцевых упругих элементов с постоянной толщиной поперечного сечения показал, что в режиме вынужденных колебаний они могут обеспечить значительный коэффициент усиления колебаний по амплитуде ($K > 100$) при большой ширине резонанса (более 10 % от номинального значения резонансной частоты на уровне коэффициента усиления $K = 10$), чего достигнуть с помощью ультразвуковых систем с традиционными стержневыми концентраторами не удастся [9]. Другой положительной чертой предлагаемых кольцевых концентраторов является возможность реализации благодаря упругой связи между рабочим инструментом и ультразвуковой колебательной системой виброударных режимов взаимодействия инструмента с обрабатываемым материалом, характеризующихся одновременным действием высокочастотных ультразвуковых и низкочастотных колебаний. Это способствует повышению производительности обработки материалов. С таких позиций особый интерес представляет вопрос о влиянии формы кольцевых концентраторов на коэффициент усиления амплитуды ультразвуковых колебаний. В связи с этим в статье дается теоретическое обоснование возможности использования кольцевых концентраторов с переменной толщиной поперечного сечения, имеющих некруглый эксцентричный профиль.

Методика и результаты исследований

В основу исследования положена гипотеза о том, что изменение толщины поперечного сечения кольцевого упругого элемента позволит усилить колебания по амплитуде, подобно стержневым концентраторам, в которых уменьшение диаметра поперечного сечения обеспечивает усиление амплитуды колебаний [10]. Простейшей формой кольцевого упругого элемента с переменной по длине толщиной поперечного сечения является кольцо с эксцентриситетом внутреннего кругового контура относительно наружного. Зависимость радиальной координаты r_1 точек внутреннего контура от угловой координаты φ_1 в системе координат с полюсом, расположенным в центре кривизны наружного контура, в этом случае описывается уравнением [11]

$$r_1(\varphi_1) = \sqrt{r_0^2 + e^2 + 2r_0e \cos\left(\varphi_1 + \arcsin\left(\frac{e \sin(\varphi_1)}{r_0}\right)\right)}, \quad (1)$$

где r_0 – радиус внутреннего контура; e – величина эксцентриситета.

С учетом периодичности зависимости толщины поперечного сечения от угловой координаты $h(\varphi_1) = R - r_1(\varphi_1)$ (где R – радиус наружного контура) функция $h(\varphi_1)$ может быть разложена в ряд Фурье. Расчеты и данные [11] показывают, что в этом ряде амплитуды гармоник с порядком, выше второго, становятся пре-

небрежимо малыми. Это позволяет приближенно записать ряд в виде

$$h(\varphi_1) = \frac{1}{2}a_0 - e \cos(\varphi_1) + \left(R - r_0 - \frac{1}{2}a_0\right) \cos(2\varphi_1), \quad (2)$$

где первый член ряда представляет собой среднее значение толщины поперечного сечения.

Некруглую эллипсовидную форму внутреннего контура кольцевого элемента можно получить, варьируя значение параметра a_0 при соблюдении условия

$$2(R - r_0) - 0,5e \leq a_0 \leq 2(R - r_0) + 0,5e. \quad (3)$$

В этом случае толщина поперечного сечения будет монотонно возрастать в диапазоне $0 \leq \varphi_1 \leq \pi$, а толщина кольцевого элемента во входном и выходном поперечных сечениях сохранит постоянные значения $h(\pi) = R - r_0 + e$ и $h(0) = R - r_0 - e$. Примеры изменения толщины поперечного сечения в зависимости от параметра a_0 в случае $R = 25$ мм, $r_0 = 20$ мм, $e = 3$ мм приведены на рис. 1.

Изображенным на рис. 1 различным вариантам формы профиля кольцевого концентратора будут соответствовать различные собственные частоты колебаний, что, в свою очередь, повлияет на коэффициент усиления амплитуды колебаний.

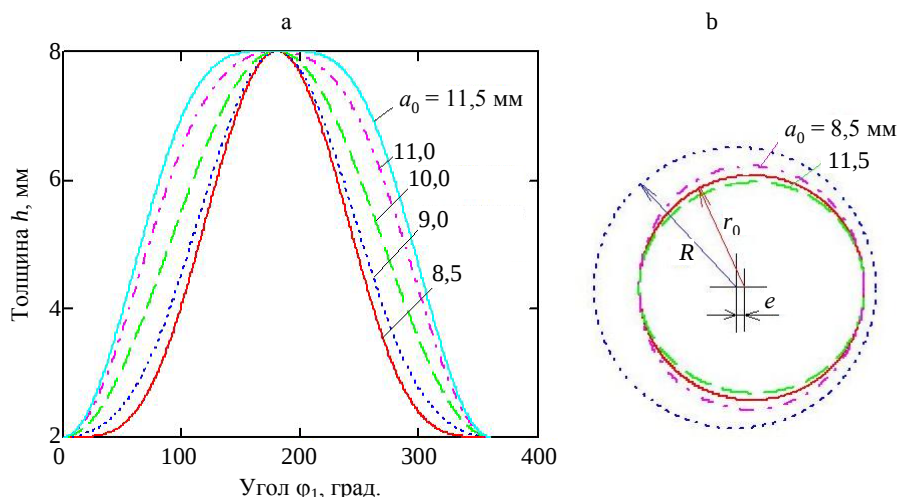


Рис. 1. Изменение толщины поперечного сечения кольцевого элемента в зависимости от параметра a_0 : а – зависимость от угловой координаты; б – вид контура в полярных координатах

Fig. 1. Variations in cross-section thickness annular element according to parameter a_0 : а – dependence on angular coordinate; б – contour shape in polar coordinates

Для изучения данного вопроса использовался модальный анализ с помощью метода конечных элементов с применением программы ANSYS и параметрического языка программирования APDL. Достоинство такого анализа – возможность автоматизировать процесс многократного повторения расчетов для различных значений параметров a_0 и e . При расчете приняты физико-механические свойства стали с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$ и плотностью $\rho = 7800$ кг/м³. Внутренний контур кольцевого элемента задавался в виде В-сплайна по 19 ключевым точкам, соответствующим изменению полярного угла φ_1 с шагом 10° . Эксцентриситет e варьировался в диапазоне от 0 до 3,0 мм с шагом 0,5 мм, а параметр a_0 – в диапазоне, определяемом неравенством (3), с шагом 0,5 мм. Отдельно рассматривалось значение параметра a_0 , соответствующее круглой форме внутреннего контура кольцевого элемента. Это значение определяли по формуле

$$a_0 = 2R - \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} r_1(\varphi_1) d\varphi_1, \quad (4)$$

где $r_1(\varphi_1)$ – определяется уравнением (1).

Модель разбивали на 10-узловые тетраэдрические конечные элементы типа SOLID92. Использовали автоматическое задание размера конечных элементов с помощью команды SMRTSIZE со средним размером конечных

элементов (SIZLVL = 6) и последующим улучшением сетки с помощью команды EREFINE с уровнем улучшения LEVEL = 3 (разбиение каждого из элементов на новые элементы с размером 1/8 от размера исходного элемента). С учетом геометрической симметрии модели и для исключения внеплоскостных мод изгибных колебаний рассматривали четверть кольцевого элемента, для которой $0 \leq \varphi_1 \leq \pi$ и $0 \leq z \leq 0,5H$, где $H = 5$ мм – высота кольцевого элемента, с наложением симметричных граничных условий на плоскости разреза. Модальный анализ производили с помощью блочного метода Ланцоша. Коэффициент усиления рассчитывали по формуле

$$K = |u_{r1}(0, R)/u_{r1}(\pi, R)|,$$

где $u_{r1}(\varphi_1, r_1)$ – амплитуда радиального смещения точки кольцевого элемента с координатами (φ_1, r_1) .

Для упрощения определения радиальной составляющей смещений узлов результаты анализа рассматривали в глобальной цилиндрической системе координат с осевой координатой, отсчитываемой вдоль оси z (RSYS, 1). В качестве примера на рис. 2 приведены графики зависимости коэффициента усиления для 2-й и 4-й мод изгибных колебаний (имеющих 4 и 8 узловых точек) от параметра a_0 при различных значениях эксцентриситета e .

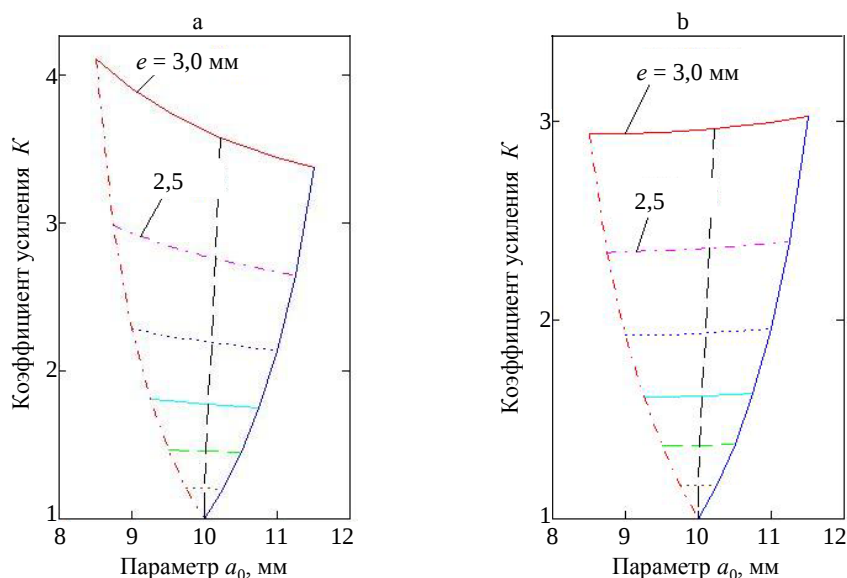


Рис. 2. Зависимость коэффициента усиления K от параметра a_0 :
а – для 2-й моды изгибных колебаний; б – для 4-й моды изгибных колебаний

Fig. 2. Dependence of amplification factor K on parameter a_0 :
а – for 2nd mode of flexural vibrations; б – for 4th mode of flexural vibrations

Вертикальные кривые, ограничивающие кривые $K(a_0)$ слева и справа, соответствуют значениям коэффициента усиления для предельных значений параметра a_0 , определяемых неравенством (3), а вертикальная кривая, делящая кривые $K(a_0)$ на две части, – значениям коэффициента усиления для параметра a_0 , определяемого равенством (4) и соответствующего круглой форме внутреннего контура кольцевого элемента.

При $e = 0$ (круглый внутренний контур без эксцентриситета) кривая $K(a_0)$ вырождается в точку, в которой сходятся три упомянутые выше кривые. Изменение собственных частот изгибных колебаний сопровождается изменением формы и порядка мод колебаний, а также числа узловых точек по периметру кольцевого концентратора, что показано на рис. 3.

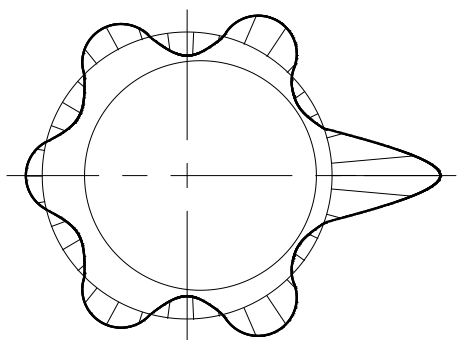


Рис. 3. Узловые точки и эпюра распределения амплитуды для 6-й моды изгибных колебаний

Fig. 3. Nodal points and orthographic epure of amplitude distribution for 6th mode of flexural vibrations

Графики, демонстрирующие влияние параметра a_0 на собственную частоту 2-й и 4-й мод изгибных колебаний в зависимости от эксцентриситета e , приведены на рис. 4. Как видно из графиков, с увеличением эксцентриситета коэффициент усиления возрастает, а собственные частоты уменьшаются. Собственные частоты возрастают с увеличением параметра a_0 независимо от порядка мод колебаний. Причем изменение собственной частоты по отношению к ее минимальному значению может превышать 40 %. Коэффициент усиления в зависимости от порядка мод колебаний может как убывать, так и возрастать с увеличением параметра a_0 , причем изменение коэффициента усиления по отношению к его минимальному значению не превышает 20 %.

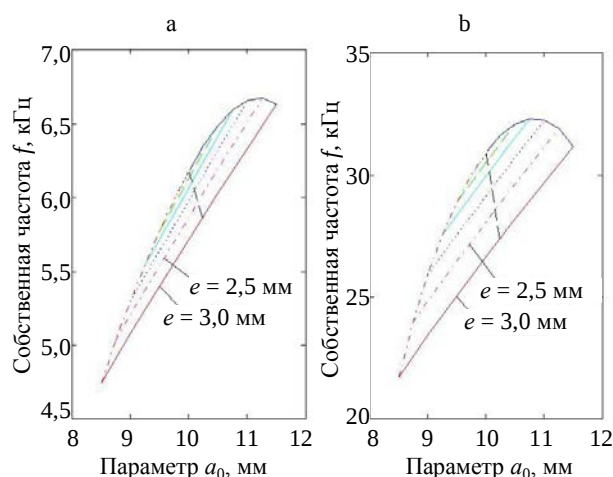


Рис. 4. Зависимость собственной частоты от параметра a_0 :
а – для 2-й моды изгибных колебаний;
б – для 4-й моды изгибных колебаний

Fig. 4. Dependence of natural frequency on parameter a_0 :
а – for 2nd mode of flexural vibrations;
б – for 4th mode of flexural vibrations

Результаты расчетов коэффициента усиления K для кольцевых концентраторов с параметром a_0 , определяемым равенством (4), представлены на рис. 5 в виде графиков, которые показывают изменение коэффициента K для мод различных порядков n в зависимости от отношения толщин $N = h(\pi)/h(0)$.

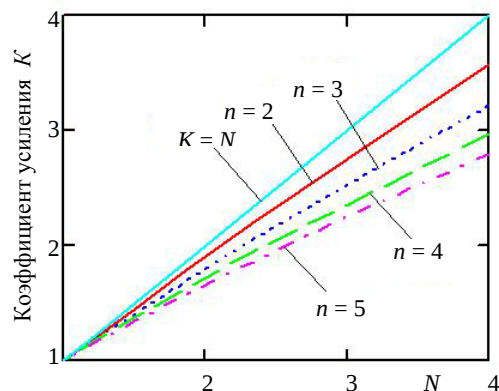


Рис. 5. Зависимость коэффициента усиления K от отношения толщин N

Fig. 5. Dependence of amplification factor K on thickness ratio N

Полученные результаты позволяют сделать заключение о том, что коэффициент усиления амплитуды колебаний K в кольцевых концентраторах с переменной толщиной сечения зависит от отношения толщин входного и выходно-

го сечений N . Причем он всегда меньше величины этого отношения, т. е. $K < N$. Кроме того, из рис. 5 видно, что на коэффициент усиления K влияет на порядок моды колебаний n : с ростом порядка n величина коэффициента K при заданном отношении толщин N уменьшается.

Таким образом, можно сделать вывод, что изменение формы внутреннего контура кольцевого элемента позволяет варьировать частоту его собственных колебаний в широком диапазоне. При этом при заданных отношении толщин N и порядке моды n изменение собственной частоты колебаний путем варьирования формы внутреннего контура кольцевого элемента не вызывает существенного изменения коэффициента усиления K . Практическое значение этого факта состоит в возможности согласования собственной частоты колебаний кольцевого элемента с рабочей частотой ультразвуковой колебательной системы при сохранении высокого значения коэффициента усиления.

ВЫВОДЫ

1. Теоретически обоснована возможность создания концентраторов ультразвуковых колебаний на основе кольцевых упругих элементов с некруглым эксцентричным профилем внутреннего контура.

2. Показана возможность управления коэффициентом усиления кольцевых концентраторов путем изменения эксцентриситета внутреннего контура и среднего значения толщины поперечного сечения.

3. Показано, что изменение формы внутреннего контура кольцевого упругого элемента позволяет регулировать собственные частоты его колебаний в широком диапазоне без изменения габаритных размеров и существенного изменения коэффициента усиления, что важно для частотного согласования концентратора с ультразвуковой колебательной системой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреева, Л. Е. Упругие элементы приборов / Л. Е. Андреева. М.: Машиностроение, 1981. 392 с.

2. Попов, Э. А. Упругие накопители энергии в текстильных машинах / Э. А. Попов, Ф. Б. Караев, Л. М. Квартин. М.: МТИ, 1984. 25 с.
3. Излучатель изгибных колебаний: а. с. 657868 СССР, МКИ В 06 В1/00 / Ю. С. Андреев, В. Н. Бокановский; дата публ. 25.04.1979.
4. Ультразвуковой инструмент: а. с. 382439 СССР, МКИ В 06 В3/00 / А. А. Горбунов [и др.]; дата публ. 23.05.1973.
5. Устройство для ультразвукового полирования: а. с. 854685 СССР, МКИ В 24 В1/04 / В. Ф. Зимовец [и др.]; дата публ. 15.08.1981.
6. Ультразвуковая колебательная система с промежуточным резонатором: пат. 2106205 Рос. Федерации, МКИ В 06 В3/00 / В. Н. Аленичев, Л. О. Макаров, А. А. Рухман; дата публ. 10.03.1998.
7. Луговой, И. В. Применение упругих концентраторов-волноводов при ультразвуковой обработке отверстий / И. В. Луговой, В. Т. Минченя // Влияние внешних энергетических воздействий на структуру, фазовый состав и свойства материалов: материалы междунар. конф. «Электрон-фононные и спиновые взаимодействия, инициированные быстрыми заряженными частицами, электромагнитными полями, электрическими токами и СВЧ-излучением в макроскопических проявлениях на обычных и наноматериалах». Новокузнецк: Изд-во Сиб. гос. индустр. ун-та, 2012. С. 150–153.
8. Луговой, И. В. Упругие характеристики кольцевых концентраторов ультразвуковых систем / И. В. Луговой, В. П. Луговой // Наука и техника. 2014. № 3. С. 24–27.
9. Разработка и исследование нового типа концентраторов ультразвуковых колебаний на основе кольцевых упругих элементов / Д. А. Степаненко [и др.] // Материалы. Технологии. Инструменты. 2013. Т. 18, № 2. С. 90–94.
10. Ультразвуковой инструмент для обработки или измерения детали: пат. на изобретение РБ № 19219, МПК В 06В 1/00 / И. В. Луговой, В. Т. Минченя, В. П. Луговой; № а20120353; заявл. 12.03.2012; опубл. 30.06.2015 // Бюл. № 3. С. 65.
11. Бржозовский, Б. М. Гармонический анализ в исследовании процессов формообразования и измерения прецизионных деталей / Б. М. Бржозовский // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2004. № 1 (1). С. 46–53.

Поступила 16.11.2015

Подписана в печать 20.01.2016

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Andreeva L. E. (1981) *Elastic Elements of Devices*. Moscow, Mashinostroenie. 392 (in Russian).
2. Popov E. A., Karaev F. B., Kvartin L. M. (1984) *Elastic Energy Storage in Textile Machinery*. Moscow: Moscow Technological Institute. 25 (in Russian).

3. Andreev Yu. S., Bokanovsky V. N. (1979) Emitter of Bending Vibrations. Author's Certificate USSR No 657868 (in Russian).
4. Gorbunov A. A., Saltanov V. M., Moiseev V. G., Savenkov N. V., Kalinin E. P. (1973) Ultrasound Tool. Author's Certificate USSR No 382439 (in Russian).
5. Zimovets V. F., Gerasimchuk P. M., Struchkov S. N. (1981) Device for Ultrasound Polishing. Author's Certificate USSR No 854685 (in Russian).
6. Alenichev V. N., Makarov L. O., Rukhman A. A. (1998) Ultrasound Vibration System with Intermediate Resonator. Patent Russian Federation No 2106205 (in Russian).
7. Lugovoy I. V., Minchenya V. T. (2012) Application of Elastic Wave-Guide Concentrators During Ultrasonic Treatment of Openings. Influence of External Energy Influence on Structure, Phase Composition and Material Properties: Proceedings of International Conference – Electron-Phonon and Spin-Based Interactions Initiated by Fast Charged Particles, Electromagnetic Fields, Electric Currents and Microwave Radiation in Macroscopic Manifestations in Conventional and Nano-Materials. Novokuznetsk, Publishing House of the Siberian State Industrial University, 150–153 (in Russian).
8. Lugovoy I. V., Lugovoy V. P. (2014) Elastic Characteristics of Ring Concentrators in Ultrasound Systems. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (3), 24–27 (in Russian).
9. Stepanenko D. A., Minchenia V. T., Lugovoy V. P., Lugovoy I. V. (2013) Development and Investigation of Ultrasound Vibration Concentrators of New Type on the Basis of Ring Elastic Elements. *Materialy. Tekhnologii. Instrumenty* [Materials. Technologies. Tools.], 18 (2), 90–94 (in Russian).
10. Lugovoy I. V., Minchenya V. T., Lugovoy V. P. (2015) Ultrasound Tool for Treatment and Measurement of Workpiece. Patent Republic of Belarus No 19219 (in Russian).
11. Brzhozovsky B. M. (2004) Harmonic Analysis while Executing Investigations on Shaping Processes and Measurement of Precision Parts. *Vestnik Saratovskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta* [Bulletin of Saratov State Technical University], 1 (1), 46–53 (in Russian).

Received: 16.11.2015

Accepted: 20.01.2016

Published online: 24.05.2016

Математическая модель и методика расчета минимизации радиуса поворота тракторного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством

Канд. техн. наук, доц. П. В. Зелёный¹⁾, асп. О. К. Щербакова¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. В связи с тем что гладкая пахота оборотными плугами пришла на смену загонным способам обработки почвы, чреватым образованием свальных гребней или развальных борозд, повороты тракторного агрегата с минимальным радиусом, необходимые для обеспечения челночных движений, причем всякий раз в борозде от предыдущего рабочего хода, стали преобладающим видом поворотов. От них напрямую зависят непроизводительные затраты времени смены, составляющие в среднем 10–12 %, а на мелкоконтурных участках с коротким гоном – до 40 %. Большие непроизводительные затраты времени связаны также со стремлением уменьшить ширину разворотных полос по краям поля, и тогда поворот совершают в несколько этапов, прибегая к сложному маневрированию. Поэтому повышение производительности пахотного агрегата за счет минимизации радиуса его поворота и выполнение поворота в один этап за минимально возможное время являются актуальными задачами. При этом следует учитывать, что потенциальные возможности универсально-пропашных тракторов – устоявшихся, проверенных временем конструкций – по уменьшению радиуса поворота практически исчерпаны, и решать этот вопрос целесообразно только за счет дополнительных сменных устройств, обеспечивающих трансформацию колесной формулы трактора в конце гона для переориентации его положения. В итоге повышенное качество пахоты, обеспечиваемое перспективными оборотными плугами, будет сопровождаться не только ростом сменной производительности, но и уменьшением ширины разворотных полос, уменьшением их переуплотнения и истирания ходовыми системами, повышением урожайности. Разработанная конструкция, новизна которой подтверждена патентом на изобретение, в виде дополнительного опорно-маневрового устройства существенно минимизирует все перечисленные недостатки и не потребует изменения серийной конструкции трактора. Проведены исследования на тему «Минимизация радиуса поворота универсально-пропашных тракторов путем трансформации колесной формулы», где представлена математическая модель, в которой отражены все параметры, влияющие на тракторный агрегат с опорно-маневровым устройством на повороте, рассмотрена продольная и поперечная устойчивость.

Ключевые слова: тракторный агрегат, математическая модель поворота, минимальный радиус, гладкая пахота

Для цитирования: Зелёный, П. В. Математическая модель и методика расчета минимизации радиуса поворота тракторного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством / П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 216–224

Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device

P. V. Zeleniy¹⁾, O. K. Scherbakova¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Smooth plowing with the help of reversible plows has replaced an enclosure method of soil treatment. The method may cause a formation of back ridges or open furrows. Due to this fact turnings of a tractor unit with a minimum radius required in order to ensure shuttle movements each time in the furrow of the preceding operating stroke have become a dominant type of turnings. Non-productive shift time is directly dependent on them and it is on the average 10–12 %, and it is up to 40 % in small contour areas with short run. Large non-productive time is connected with the desire to reduce headland

Адрес для переписки

Зелёный Петр Васильевич
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 12,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 331-14-06
igmp_dtf@bntu.by

Address for correspondence

Zeleniy Petr V.
Belarusian National Technical University
12 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 331-14-06
igmp_dtf@bntu.by

width at field edges, and then a turning is made in several stages while using a complicated maneuvering. Therefore, an increase in efficiency of a plowing unit by means of minimization on its turning radius and execution of turning at one stage in the shortest possible time are considered as relevant objectives. In such a case it is necessary to take into account the fact that potential capabilities of universal tractors having established time-proved designs in respect of reduction of turning radius are practically at the end. So it is expedient to solve the matter at the expense of additional removable devices that ensure transformation of tractor wheel formula at the run end in order to reorient its position. Finally high quality plowing ensured by future-oriented reversible plows will be accompanied not only by output increase per shift, but also by decrease in headland width, their compaction and abrasion due to suspension systems and increase in productivity. The developed design having a novelty which proved by an invention patent and representing an additional supporting and maneuvering device significantly minimizes all the above-mentioned disadvantages and does not require any changes in tractor production design. Investigations have been carried on the following topic: "Minimization of turning radius for universal tractors by transformation of wheel formula". The paper presents a mathematical model, which reflects all the parameters having an effect on a tractor unit with a supporting and maneuvering device and it also considers a longitudinal and transverse stability.

Keywords: tractor unit, turning mathematical model, minimum radius, flat plowing

For citation: Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2016) Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device. *Science & Technique*. 15 (3), 216–224 (in Russian)

Введение

При выполнении полевых сельскохозяйственных технологических операций повороты машинно-тракторного агрегата на загонах являются, с точки зрения затрачиваемого времени, важной составной частью всех его перемещений в течение рабочей смены, уступая лишь основному сменному времени – времени выполнения рабочих ходов. Применение оборотных плугов для гладкой пахоты требует изыскания новых технических средств и методов поворота пахотных агрегатов с минимальным радиусом [1, 2]. В противном случае непроизводительные потери времени на повороты в конце гона при гладкой пахоте становятся соизмеримыми с обычной технологией пахоты с образованием свальных и развальных борозд при разбивке поля на отдельные загоны. В итоге повышенное качество пахоты не сопровождается адекватным ростом производительности. Кинематика обычных тракторов не обеспечивает такой минимальный радиус поворота по двум основным причинам: компоновка трактора не позволяет осуществить поворот передних колес на углы более 35° – 45° ; учитывая особенности привода отечественных тракторов, на повороте передний мост работает в ведомом забегающем режиме, а большой угол поворота его колес в таком случае является причиной значительного бульдозерного эффекта, в то время как реакции грунта на них, обеспечивающие поворот трактора, с увеличением угла поворота колес уменьшаются; имеют место их значительное боковое скольжение, наряду с уводом, и увеличение действительного радиуса поворота по сравнению с теоретическим в несколько раз в неблагоприятных сцепных условиях. Неправильно выполненные повороты увеличивают холостой путь агрегата до десятков километров за сезон, увеличивают поворотные полосы, а зачастую снижают и качество работы.

Неправильно выполненные повороты увеличивают холостой путь агрегата до десятков километров за сезон, увеличивают поворотные полосы, а зачастую снижают и качество работы.

Основная часть

Исследования в области уменьшения радиуса поворота и усовершенствования ходовой системы трактора достаточно углублены, поэтому изменять конструкцию трактора нецелесообразно. В этой связи предлагается сменное дополнительное опорно-маневровое устройство (ОМУ), позволяющее на момент поворота вывести из контакта с поверхностью передние колеса универсально-пропашного трактора и развернуть его на месте, не изменяя серийную конструкцию трактора (рис. 1).

Сменное опорное колесо в предлагаемой дополнительной конструкции может быть ведомым или ведущим. Это будет зависеть от того, в каких условиях оно станет использоваться. Ведомое – если поверхность гладкая, с хорошими сцепными свойствами, так как поворот осуществляется только за счет силы тяги одного из колесных движителей задней пары при заторможенном втором колесном движителе [3]. Ведущее – в сложных полевых условиях на рыхлой неровной влажной поверхности, где опорная поверхность не обладает достаточными сцепными свойствами с его колесными движителями, а сопротивление повороту велико [4, 5]. Модель осуществления поворота универсально-пропашного трактора со сменным опорно-маневровым устройством при выполнении гладкой пахоты представлена на рис. 2.

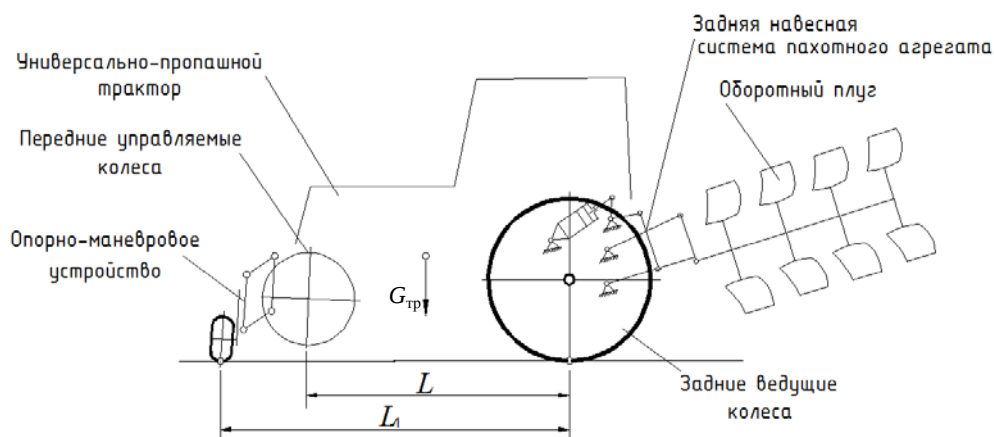


Рис. 1. Общая схема пахотного агрегата со сменным опорно-маневровым устройством:
 $G_{тр}$ – вес трактора; L – продольная база трактора; L_1 – продольная база трактора с ОМУ

Fig. 1. General scheme of plowing unit with replaceable supporting and maneuvering device:
 $G_{тр}$ – tractor weight; L – longitudinal tractor base; L_1 – longitudinal tractor base with supporting and maneuvering device

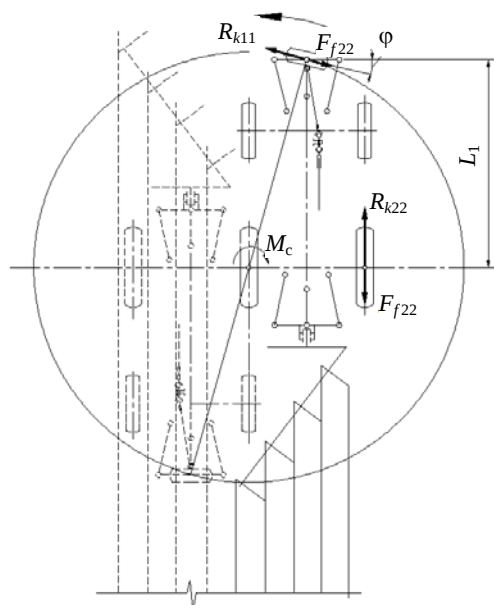


Рис. 2. Модель поворота трактора с опорно-маневровым устройством при осуществлении гладкой пахоты:
 R_{k11} , R_{k22} – касательные силы тяги колес трактора;
 F_{f11} , F_{f22} – силы сопротивления; φ – угол поворота опорного колеса, предусмотренный конструкцией ОМУ;
 M_c – момент сопротивления повороту заторможенного заднего колеса

Fig. 2. Turning model for tractor with supporting and maneuvering device while performing flat plowing:
 R_{k11} , R_{k22} – tangential forces of tractor wheel tension members;
 F_{f11} , F_{f22} – resistance forces; φ – turning angle of supporting wheel specified by supporting and maneuvering device design; M_c – moment resistance to turning of locked rear wheel

Для того чтобы расчетным путем получить траекторию поворота трактора с ОМУ и теоре-

тически оценить влияние различных факторов на поворачиваемость, процесс поворота необходимо описать с помощью дифференциальных уравнений. Более удобными для теоретического описания криволинейного движения колесного трактора являются уравнения в форме Аппеля [6], ввиду того что квазикоординаты и их производные, рассматриваемые при использовании этих уравнений, обеспечивают вычислительные удобства в процессе определения углов увода, также учитывается связь между подвижными координатами, связанными с трактором, и неподвижными, связанными с опорной поверхностью.

Поворот трактора с опорно-маневровым устройством в агрегате с навесной сельскохозяйственной машиной представлен на рис. 3. В данном случае в качестве объекта для построения математической модели взята конструкция ОМУ, в которой опорное колесо в момент поворота находится в ведущем режиме. Опорное колесо кинематически связано с осью, несущей оборотный отвальный плуг, через повышающий редуктор. Зубчатое колесо редуктора, закрепленное на оси, связано с шестерней, установленной напрямую или через управляемую двустороннюю муфту свободного хода на валу, кинематически связанном с осью вращения колеса опорно-маневрового устройства [5].

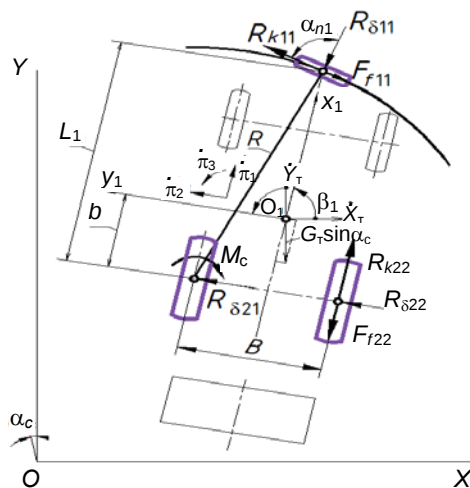


Рис. 3. Расчетная схема колесного трактора с опорно-маневровым устройством:

$R_{\delta 11}, R_{\delta 22}, R_{\delta 21}$ – боковые реакции колес;
 π_1, π_2, π_3 – квазикоординаты; G_T – сила тяжести трактора;
 α_{n1} – угол поворота колеса ОМУ; α_c – угол наклона опорной поверхности; b – продольная координата центра масс; B – колея задних колес;
 R – радиус поворота

Fig. 3. Computational scheme of wheel tractor with supporting and maneuvering device:

$R_{\delta 11}, R_{\delta 22}, R_{\delta 21}$ – cornering force;
 π_1, π_2, π_3 – quasi coordinates; G_T – gravity force of tractor;
 α_{n1} – turning angle of supporting and maneuvering device wheel; α_c – inclination angle of supporting surface;
 b – longitudinal coordinate of mass center;
 B – track of rear wheels; R – turning radius

На рис. 3 с центром масс трактора совмещен центр O_1 подвижной системы координат $x_1O_1y_1$. В каждый момент времени положение рассматриваемого трактора характеризуется тремя координатами неподвижной системы XOY , которые связаны со склоном: $\dot{X}_T, \dot{Y}_T$ – координаты центра масс трактора; β_1 – курсовой угол между продольной осью трактора O_1x_1 и осью OX , расположенной вдоль горизонтали склона.

Пренебрегая в силу невысоких скоростей трактора сопротивлением воздушной среды, уравнение его движения на повороте примет вид:

$$m_T(\ddot{\pi}_1 - \ddot{\pi}_2 - \ddot{\pi}_3) = (R_{k11} - F_{f11})\cos\alpha_{n1} - R_{\delta 11}\sin\alpha_{n1} + M_c + R_{k22} - F_{f22} - G_T\sin\alpha_c\sin\beta_1;$$

$$m_T(\ddot{\pi}_2 + \ddot{\pi}_1 - \ddot{\pi}_3) = (R_{k11} - F_{f11})\sin\alpha_{n1} - R_{\delta 11}\cos\alpha_{n1} + M_c + R_{\delta 21} - R_{\delta 22} - G_T\sin\alpha_c\sin\beta_1;$$

$$m_T\rho_T^2\ddot{\pi}_3 = \left[-(R_{k11} - F_{f11})\cos\alpha_{n1} - R_{\delta 11}\sin\alpha_{n1} \right] + \left[(R_{k11} - F_{f11})\sin\alpha_{n1} + R_{\delta 11}\cos\alpha_{n1} \right] + M_c + (R_{\delta 21} - R_{\delta 22})b,$$

где m_T – масса трактора; ρ_T – радиус инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс.

Касательные силы тяги, силы сопротивления качению и боковые реакции колес определяются по известным из теории трактора зависимостям [7].

Момент сопротивления повороту пахотного агрегата достигает максимального значения, когда одно из ведущих задних колес заторможено на месте, второе выполняет функции ведущего, а сменное опорно-маневровое колесо работает в ведущем (или ведомом) режиме, совершая движение по круговой траектории. Передние управляемые колеса при этом выведены из контакта с опорной поверхностью (рис. 1). Для определения момента сопротивления повороту заторможенного колеса проведены полевые испытания на нахождение крутящего момента штампа в виде сегмента колеса [8–10]. Полученные результаты обработаны и представлены в виде графика зависимости момента сопротивления от нагрузки [11].

Местность, на которой работают машинно-тракторные агрегаты, зачастую имеет переменный по величине крен. В условиях средней полосы России и Беларуси, особенно в районах с возвышенностями до 350–370 м над уровнем моря (например, Минская, Валдайская, Смоленско-Московская и др.), участки с наклоном 3° – 10° составляют 17–24 % от общей пахотной площади, что в абсолютном исчислении выражается миллионами гектаров [12]. Поэтому появляется необходимость рассмотреть устойчивость на повороте тракторного агрегата с опорно-маневровым устройством.

Под поперечной устойчивостью машины понимают ее способность сохранять заданное движение без опрокидывания, заноса или сползания на уклоне. Работа трактора в поперечном направлении склона характеризуется рядом особенностей, создающих опасность опрокидывания. Поперечная статическая устойчивость трактора характеризуется предельным углом поперечной статической устойчивости (крена) (рис. 4), при котором трактор может стоять, не опрокидываясь:

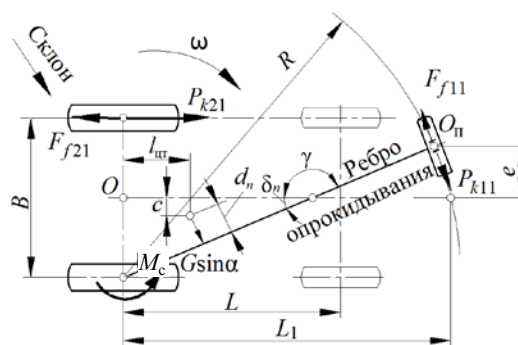
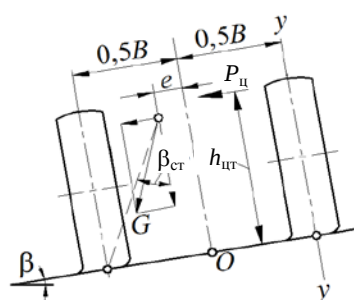


Рис. 4. Схема поворота тракторного агрегата (трехопорная): B – колея задних ведущих колес; c – смещение центра тяжести относительно продольной оси; O – центр заднего моста; e – эксцентриситет опорного колеса; ω – угловая скорость поворота; $l_{цт}$ – расстояние до центра тяжести; d_n – плечо опрокидывания; $\beta_{ст}$ – предельный угол поперечной статической устойчивости; β – угол наклона опорной поверхности; $P_{ц}$ – центробежная сила; $h_{цт}$ – высота центра тяжести; G – сила тяжести; δ_n – угол опрокидывания; γ – то же наклона ребра опрокидывания; R – радиус поворота

Fig. 4. Scheme of tractor unit turning (three-points): B – track of rear driving wheels; c – center-of-gravity shift relatively to longitudinal axis; O – center of rear axle; e – eccentricity of supporting wheel; ω – angular rate of turning; $l_{цт}$ – distance to gravity center; d_n – turnover lever; $\beta_{ст}$ – critical angle of transverse static stability; β – inclination angle of supporting surface; $P_{ц}$ – centrifugal force; $h_{цт}$ – height of gravity center; G – gravity force; δ_n – turnover angle; γ – edge turnover inclination angle; R – turning radius

Предельный угол поперечной статической устойчивости

$$\beta_{ст} = \arctg \frac{0,5B \pm c}{h_{цт}},$$

и, не сползая вниз:

$$\beta_{\phi} = \arctg \phi_Z,$$

где ϕ_Z – коэффициент сцепления колес с почвой в боковом направлении.

Самое сложное для пахотного агрегата с трехопорной ходовой системой – это движение по косогору с углом $\delta = 180^\circ - \gamma$ в тот момент, когда ребро опрокидывания будет параллельно горизонтали опорной поверхности. Предельный угол поперечной статической устойчивости определяется при этом из уравнения (рис. 4)

$$\tg \beta_{ст} = \frac{d_n}{h_{цт}},$$

где

$$d_n = [(L_1 - h_{цт}) \tg \delta_n - c] \cos \delta_n.$$

Ширина профиля шины в расчете на устойчивость не учтена в связи с ее торообразной формой в поперечном сечении, создающей эффект обката при опрокидывании, а также ввиду относительно небольшой радиальной деформации

по сравнению с вертикальной координатой центра тяжести.

Наиболее опасным будет поворот вокруг оси yy с максимальной скоростью при минимальном радиусе поворота $R_{пов} = B/2$. При этом центробежная сила $P_{ц}$ создаст опрокидывающий момент вокруг точки O .

Критический угол склона при повороте с равномерной скоростью v без учета скольжения в первом приближении

$$\tg \beta_k \approx \tg \beta_{ст} - \frac{v^2}{gR}.$$

При работе на наклонной поверхности критический угол меньше статического. По условиям скольжения величина этого угла будет равна

$$\tg \beta_k \approx \phi - \frac{v^2}{gR}.$$

При небольшой скорости (0,5–2,0 м/с) на критических углах склона радиус поворота меняет свои значения, что видно из зависимости на рис. 5.

Продольная устойчивость пахотного агрегата с опорно-маневровым устройством имеет смысл рассматривать только при движении на подъем, когда ребро опрокидывания проходит через точки контакта задних колес с опорной поверхностью (рис. 6).

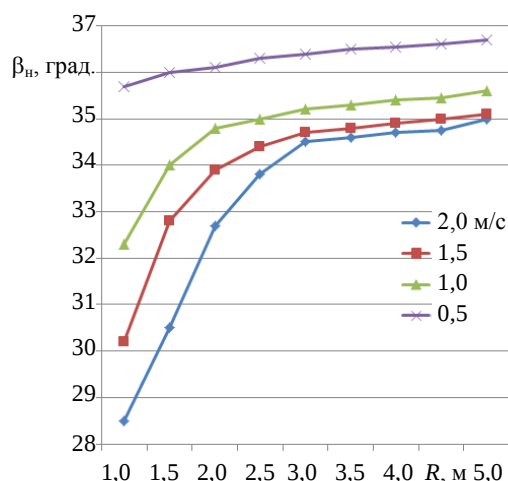


Рис. 5. Зависимость предельного угла поперечного крена от радиуса поворота для трактора Т-25 с опорно-маневровым устройством при увеличении скорости движения

Fig. 5. Dependence of lateral pitch limiting angle on turning radius for tractor T-25 with supporting and maneuvering device while increasing motion speed

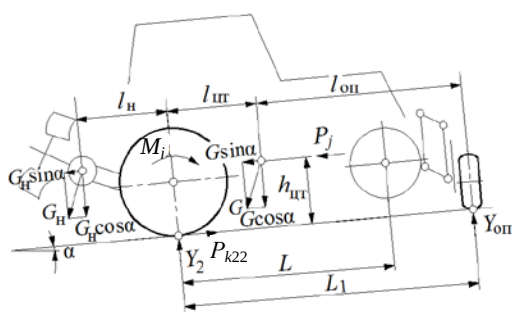


Рис. 6. Схема сил при движении трактора по круговой траектории на наклонной поверхности:

$l_{цт}$ – расстояние до центра тяжести; $l_{оп}$ – то же от центра тяжести до опорного колеса; l_n – расстояние от центра тяжести до навесного устройства; α – угол подъема опорной поверхности; G_n – сила тяжести навесного устройства; M_j – момент инерции колеса; $Y_2, Y_{оп}$ – нормальные реакции заднего и опорного колес; P_j – равнодействующая всех сил инерций агрегата; P_w – сила сопротивления воздуха

Fig. 6. Scheme of forces during tractor motion along circular trajectory on sloping surface:

$l_{цт}$ – distance to gravity center; $l_{оп}$ – distance from gravity center to supporting wheel; l_n – distance from gravity center to linkage; α – lifting angle of supporting surface; G_n – linkage gravity force; M_j – inertia moment of wheel; $Y_2, Y_{оп}$ – normal reactions of rear and supporting wheels; P_j – resultant of all unit inertia forces; P_w – force of air resistance

При движении на спуск возможно только боковое опрокидывание под действием центробежной силы вокруг ребра опрокидывания, проходящего через точки контакта ведущего и опорно-маневрового колес. Условием статического опрокидывания тракторного агрегата является снижение опорной реакции на опорном поворотном колесе до нуля: $G \sin \alpha h_{цт} > G \cos \alpha l_{цт}$. Тогда угол подъема α , при котором возможно опрокидывание в сторону плуга (опора на плуг) (рис. 6):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{цт}}{h_{цт}}.$$

Для современных колесных тракторов максимальное значение угла подъема α находится в пределах 45° , а $\operatorname{tg} \alpha = 1$. Однако это условие может быть нарушено вследствие перераспределения нагрузок между осями трактора при агрегатировании с навесным орудием (плугом) и дополнительным устройством на передней навесной системе. Для выполнения условия продольной устойчивости высота общего центра тяжести всего агрегата не должна превышать расстояние от центра тяжести до задней оси трактора. При движении тракторного агрегата на подъем возможен случай, когда сползание колеса вследствие буксования может наступить раньше, чем опрокидывание. Сила

сцепления ведущего колеса агрегата при одном заторможенном колесе

$$G_{\text{сц}} = G \cos \alpha \varphi \frac{l_{\text{оп}}}{L_1},$$

где φ – коэффициент сцепления; L_1 – продольная база агрегата до опорного колеса.

Угол, при котором возможно сползание под воздействием продольной составляющей силы тяжести, равен

$$G \sin \alpha = \frac{G \cos \alpha \varphi l_{\text{оп}}}{L_1},$$

$$\text{откуда } \operatorname{tg} \beta = \frac{l_{\text{оп}} \varphi}{L_1}.$$

При повороте вниз по склону (рис. 5) продольная составляющая силы тяжести будет направлена вниз по склону. Условием станет разгрузка задних колес до нуля. Тогда $G \sin \alpha h_{\text{цт}} > G \cos \alpha l_{\text{оп}}$, а угол подъема, при котором возможно опрокидывание агрегата в сторону передних управляемых колес (что справедливо для четырехопорной схемы), определится по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{\text{оп}}}{h_{\text{цт}}}.$$

Возможность сползания агрегата вниз по склону вследствие недостаточного сцепления колес с опорной поверхностью определяется из зависимости

$$G \sin \alpha = \frac{G \cos \beta \varphi l_{\text{цт}}}{L_1},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{l_{\text{цт}} \varphi}{L_1}.$$

Сползание при движении вниз по склону возможно при меньших значениях α , так как $l_{\text{оп}} > l_{\text{цт}}$. При преодолении подъема универсально-пропашной трактор сохраняет управляемость в том случае, если нормальная реакция на передние колеса будет не менее $Y_n = (0,15 - 0,20) G \cos \alpha$. Тогда критический угол подъема по управляемости

$$\alpha_{1\text{к.уп}} = \arctg(0,12 - 0,24) \frac{L_1}{h_{\text{цт}}}.$$

Условие управляемости при этом обеспечивается, если при повороте на угол ψ $f_{\alpha} \operatorname{tg} \psi \leq \sqrt{\varphi^2 - f_{\alpha}^2}$, где f_{α} – коэффициент сопротивления качению на подъеме.

Чтобы определить критический угол подъема по сцепным качествам трактора с колесной формулой 4×2, движущегося без навесной машины и балластного груза, следует определить максимально возможное значение тягового усилия

$$P_k = \varphi Y_2 = \varphi \frac{G(L_1 - l_{\text{цт}}) \cos \alpha + G h_{\text{цт}} \sin \alpha}{L_1},$$

силу сопротивления качению $P_f = G f_{\alpha} \cos \alpha$ и составить тяговый баланс $P_k \geq P_f + G \sin \alpha$. После подстановки и преобразований получим

$$\operatorname{tg} \alpha_{1\text{кф}} \leq \frac{\varphi(L_1 - l_{\text{цт}}) - f_{\alpha} L_1}{L_1 - \varphi h_{\text{цт}}}.$$

Таким образом, для ориентировочных расчетов следует определять предельный угол статической устойчивости на уклоне

$$\operatorname{tg} \alpha_{2\text{ст}} = \frac{L_1 - l_{\text{цт}}}{h_{\text{цт}}}.$$

ВЫВОДЫ

1. Проведенное математическое описание основных параметров поворота универсально-пропашного трактора со сменным опорно-маневровым устройством позволило получить выражение, которое положено в предлагаемую методику определения оптимального минимального радиуса поворота. Таким образом, при оснащении тракторного агрегата сменным дополнительным опорно-маневровым устройством поворот его будет осуществляться на месте, вокруг заторможенного одного из задних колес. Технологический процесс организуется в конце гона на разворотной полосе с минимальными габаритами, что особенно актуально на мелкоконтурных полях и в других стесненных условиях. Предложенное решение облада-

ет патентной новизной и не требует изменения серийной конструкции трактора.

2. Математическое моделирование поворота трактора со сменным опорно-маневровым устройством позволяет на основе численных исследований установить оптимальные силы и моменты в процессе осуществления поворота с минимальным радиусом. Разработанная математическая модель движения трактора описывает траекторию движения пахотного агрегата в момент поворота со сменным опорно-маневровым устройством. Исследовано влияние продольной и поперечной устойчивости на пахотный агрегат.

3. Применение сменного опорно-маневрового устройства уменьшает ширину разворотной полосы на 50 %, а также снижает время на разворот на 35 % на мелкоконтурных полях, увеличивая тем самым сменную производительность и полезную площадь под сельскохозяйственные культуры. Так, при выполнении гладкой пахоты поля площадью 3,9 га при длине гона 200 м универсально-пропашной трактор с рабочей шириной захвата 1,6 м со сменным опорно-маневровым устройством увеличит полезную площадь поля за семичасовую смену (за счет сокращения ширины разворотных полос) на 539 м².

ЛИТЕРАТУРА

1. Зелёный, П. В. Комбинированный поворот колесного трактора на гладкой пахоте / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: доклады Междунар. науч. техн. конф., Минск, 11–14 февр. 2009 г. / Бел. гос. агр. техн. ун-т; редкол. А. В. Кузьмицкий [и др.]. Минск: БГАТУ, 2009. С. 475–479.
2. Яцкевич, В. В. О повороте колесных машин с минимальным радиусом / В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // Перспективные направления проектирования, строительства и эксплуатации дорог, мостов и подземных сооружений: материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 90-летию БНТУ, Минск, 21–22 окт. 2010 г. / Бел. нац. техн. ун-т; редкол.: И. И. Леонович [и др.]. Минск: БНТУ, 2010. Ч. 2. С. 103–108.
3. Трактор для гладкой пахоты отвальным плугом (Сельскохозяйственный трактор): пат. № 14694 Респ. Беларусь, МПК6 А 01В 49/04, В 62В 49/06 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, В. П. Бойков, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20090463; заявл. 30.03.2009; опубл. 30.08.2011 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2011.

4. Трактор: пат. № 18988 Респ. Беларусь, МПК А 01В 35/32 В 62D 49/00 В 62D 61/12 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20111763; заявл. 19.12.2011; опубл. 11.11.2014 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2015.
5. Трактор для гладкой пахоты оборотным отвальным плугом: пат. № 18990 Респ. Беларусь, МПК А 01В 35/32 В 62D 49/00 В 60К 17/32 / П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич, О. К. Щербакова; заявитель Бел. нац. техн. ун-т. № а 20120055; заявл. 16.01.2012; опубл. 11.11.2014 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2015.
6. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. Минск: ДизайнПРО, 1997. 640 с.
7. Тракторы: теория / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. М.: Машиностроение, 1988. 383 с.
8. Щербакова, О. К. Об уменьшении радиуса поворота сельскохозяйственного колесного трактора / О. К. Щербакова, П. В. Зелёный, В. В. Яцкевич // Инновации в науке, промышленности и образовании: материалы науч.-техн. конф. молодых ученых, Витебск, 28–29 окт. 2010 г. Витебск: ВГТУ, 2010. С. 21–25.
9. Щербакова, О. К. Об устойчивости тракторного агрегата на повороте / О. К. Щербакова, В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молодых ученых, Могилев, 17–18 нояб. 2011 г. / редкол.: И. С. Сазонов и [др.]. Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2011. С. 45–51.
10. Щербакова, О. К. Минимизация поворотного пути колесного тракторного агрегата на гладкой пахоте / О. К. Щербакова, В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный // Приводная техника. 2012. № 5. С. 50–61.
11. Яцкевич, В. В. Реверсирование курса тракторного агрегата на гладкой пахоте / В. В. Яцкевич, П. В. Зелёный, О. К. Щербакова // Наука и техника. 2012. № 1. С. 56–60.
12. Кринко, М. С. Системный анализ эффективности скоростных тракторов в сложных полевых условиях / М. С. Кринко. Минск: Наука и техника, 1980. 208 с.

Поступила 02.04.2015

Подписана в печать 15.06.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2009) Combined Twist on a Smooth Wheeled Tractor Plowing. *Traktory, Avtomobili, Mobilnye Energeticheskie Sredstva: Doklady Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii, 11–14 Fevralya 2009 g.* [Tractors, Cars, Mobile Power Tools: Reports International Scientific and Technical Conference, February, 11–14 2009], Minsk: BSATU, 475–479 (in Russian).
2. Jatskevich V. V., Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2010) About the Turn of Wheeled Vehicles with a Minimum

- Radius. *Perspektivnye Napravleniya Proektirovaniya, Stroitelstva i Ekspluatacii Dorog, Mostov i Podzemnyih Sooruzheniy: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii, Posviashchennoi 90th BNTU, 21–22 Oktiabrya 2010 g.* [Perspective Directions of Design, Construction and Maintenance of Roads, Bridges and Underground Structures, Devoted to the 90th BNTU, Proceedings of International Scientific and Practical Conference, October 21–22 2010], Minsk: BNTU, Part 2, 103–108 (in Russian).
3. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Bojkov V. P., Scherbakova O. K. (2011) Tractor for a Smooth Plowed Land a Dump Plow (An agricultural Tractor). Patent Republic of Belarus No 14694 (in Russian).
 4. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2015) Tractor. Patent Republic of Belarus No 18988 (in Russian).
 5. Zeleniy P. V., Jatskevich V. V., Scherbakova O. K. (2015) Tractor for Smooth Moldboard Plow Tillage Negotiable. Patent Republic of Belarus No 18990 (in Russian).
 6. Tarasik V. P. (1997) *Mathematical Modeling of Technical Systems*. Minsk, DizajnPRO. 640 (in Russian).
 7. Guskov V. V., Velev N. N., Atamanov Iu. E., Bocharov N. F., Ksenevich I. P., Solonskii A. S. (1988) *Tractor. Theory*. Minsk, Mashinostroenie. 383 (in Russian).
 8. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2010) Reduction of Radius of Turn of an Agricultural Wheel Tractor. *Innovazii v Nauke, Promyshlennosti i Obrazovanii: Materialy Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii Molodyih Uchenyih 28–29 Oktiabrya 2010 g. Sbornik Statei* [Innovations in Science, the Industry and Education: Proceedings of Scientific and Technical Conference Young Scientists, October, 28–29 2010. Collected Works], Vitebsk: Vitebsk State Technological University, 21–25 (in Russian).
 9. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2011) Stability of the Tractor Unit on Turn. *Novye Materialy, Oborudovanie i Tekhnologii v Promyshlennosti: Materialy Mezhdunarodnoi Nauchno-Tekhnicheskoi Konferentsii Young Scientists 17–18 Noyabrya 2010 g. Sbornik Statei* [New Materials, the Equipment and Technologies in the Industry: Proceedings of Scientific and Technical Conference Young Scientists, November, 17–18 2010. Collected Works], Mogilev: Belarusian-Russian University, 45–51 (in Russian).
 10. Scherbakova O. K., Zeleniy P. V., Jatskevich V. V. (2012) Minimization of a Rotary Way of the Wheel Tractor Unit on a Smooth Plowed Land. *Privodnaya Tekhnika* [Drive Technology], (5), 50–61 (in Russian).
 11. Jatskevich V. V., Zeleniy P. V., Scherbakova O. K. (2012) Course Reversal of Tractor Unit on Flat Ploughing. *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], (1), 56–60 (in Russian).
 12. Krinko M. S. (1980) *System Analysis Effektivnost the High-Speed Tractor in Difficult Field Conditions*. Minsk, Nauka i Tekhnika. 208 (in Russian).

Received: 02.04.2015

Accepted: 15.06.2015

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-225–232

УДК 004.932.4

Обработка цифровых изображений при дефектоскопии поверхностей промышленных объектов

А. А. Гундин¹⁾, М. А. Гундина²⁾, А. Н. Чешкин²⁾¹⁾ОАО «Оптоэлектронные системы» (Минск, Республика Беларусь),²⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Приводятся современные подходы к обработке снимков, полученных промышленным оборудованием. Описаны примеры использования модификации пикселей в малых окрестностях, применения однородной обработки изображения посредством изменения уровня яркости, возможности комбинации нескольких изображений, пороговая обработка изображения. При обработке серии снимков металлической конструкции, содержащей микротрещины, к которой приложено некоторое усилие, определена разность двух таких изображений. Последняя представляет собой контур, выделяющий различие в изображениях. Анализ этого контура позволяет установить первоначальное направление распространения трещины в металле. При обработке изображения, имеющего области средней интенсивности, которые при простой бинаризации пропадают, сливаясь с фоном из-за весьма низкого перепада между краями, определяли пороговое значение бинаризации. Для этого выбирали алгоритм сбалансированного порогового отсечения гистограммы, основанный на следующем: «взвешиваются» две разные доли гистограммы; если одна «перевешивает», то из этой части гистограммы удаляется крайний столбик, и процедура повторяется. При большой величине порога может произойти разрыв контура (пропадают информативные пиксели), при малой – появляются помехи (неинформативные пиксели). Представлена реализация алгоритма нахождения контактных площадок на снимке полупроводникового кристалла. Получены алгоритмы морфологической обработки изображений промышленных образцов, позволяющие найти дефекты на поверхности полупроводников, производить фильтрацию, пороговую бинаризацию, предусматривающую применение алгоритма сбалансированного порогового отсечения гистограммы. Разработанные подходы могут использоваться для выделения контуров на снимках поверхностей продукции машиностроения и подготовки их как изображений промышленных образцов, соответствующих документации предприятия. Это позволяет удалять шум на рентгенограммах без внесения дополнительных искажений в обрабатываемое изображение, выделять дефекты сварных соединений на снимках.

Ключевые слова: дефектоскопия, бинаризация, фильтрация, обработка изображений**Для цитирования:** Гундин, А. А. Обработка цифровых изображений при дефектоскопии поверхностей промышленных объектов / А. А. Гундин, М. А. Гундина, А. Н. Чешкин // *Наука и техника*. 2016. Т. 15. № 3. С. 225–232

Processing of Digital Images of Industrial Object Surfaces during Non-Destructive Testing

А. А. Hundzin¹⁾, М. А. Hundzina²⁾, А. Н. Cheshkin²⁾¹⁾JSC “Optoelectronic Systems” (Minsk, Republic of Belarus),²⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The paper presents modern approaches to processing of images obtained with the help of industrial equipment. Usage of pixel modification in small neighborhoods, application of uniform image processing while changing brightness level, possibilities for combination of several images, threshold image processing have been described in the paper. While processing a number of images on a metal structure containing micro-cracks and being under strain difference between two such images have been determined in the paper. The metal structure represents a contour specifying the difference in images.

Адрес для перепискиГундина Мария Анатольевна
Белорусский национальный технический университет
ул. Я. Коласа, 22,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-67-84
im@bntu.by**Address for correspondence**Hundzina Marija A.
Belarusian National Technical University
22 Ya. Kolasa str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Тел.: +375 17 292-67-84
im@bntu.by

An analysis of the contour makes it possible to determine initial direction of crack propagation in the metal. A threshold binarization value has been determined while processing the image having a field of medium intensity which are disappearing in the process of simple binarization and merging with the background due to rather small drop between the edges. In this regard an algorithm of a balanced threshold histogram clipping has been selected and it is based on the following approach: two different histogram fractions are “weighed” and if one of the fractions “outweighs” then last column of the histogram fraction is removed and the procedure is repeated again. When there is rather high threshold value a contour break (disappearance of informative pixels) may occur, and when there is a low threshold value – a noise (non-informative pixels) may appear. The paper shows implementation of an algorithm for location of contact pads on image of semiconductor crystal. Algorithms for morphological processing of production prototype images have been obtained in the paper and these algorithms permit to detect defects on the surface of semiconductors, to carry out filtration, threshold binarization that presupposes application of an algorithm of a balanced threshold histogram clipping. The developed approaches can be used to highlight contours on the surface images of mechanical engineering products and prepare them as production prototype images in accordance with enterprise documentation. Such approach makes it possible to remove noise on radiographs without introduction of additional distortions in the processed image; highlight defects of welded joints on the images.

Keywords: non-destructive testing, binarization, filtration, image processing

For citation: Hundzin A. A., Hundzina M. A., Cheshkin A. N. (2016) Processing of Digital Images of Industrial Object Surfaces during Non-Destructive Testing. *Science & Technique*. 15 (3), 225–232 (in Russian)

Введение

Методы обработки изображений широко применяются в промышленности, искусстве, медицине, космосе, при управлении процессами автоматизации обнаружения и распознавания образов (изображения, создаваемые электронными микроскопами, рентгеновскими аппаратами, томографами и т. д.).

Контроль качества производимой продукции выполняется благодаря автоматическим методам анализа изображения [1]. При обработке изображений решается широкий круг задач, таких как улучшение качества изображений, измерение параметров, распознавание и сжатие изображений и др.

Устройства формирования изображений позволяют решать комплекс технических и научных задач [2–4], требующих синтеза и анализа методов обработки, бинаризации, классификации изображений. Работа [2] посвящена построению алгоритмов сегментации для изображений, полученных медицинским оборудованием. Производится анализ изображений клеток и тканей, полученных микроскопами. В [3] приводятся основные вопросы теории оптико-электронных приборов, предназначенных для обнаружения источников оптического излучения и пространственных координат источника. В [4] представлены основные алгоритмы сканирования, теории выделения сигнала на фоне помех.

Развитие микроэлектроники позволяет повысить сложность применяемых алгоритмов для решения прикладных задач. В зарубежной и отечественной литературе [5–7] приводится большой класс алгоритмов обработки цифровых изображений, которые могут применяться для решения задач производства, описаны ос-

новные направления обработки и анализа изображений, включая основы теории восприятия и регистрации видеоинформации, методы фильтрации, вейвлет-преобразования, улучшения, восстановления и сжатия черно-белых и цветных изображений. Обсуждаются также вопросы сегментации, распознавания образов, описания и представления деталей, морфологического анализа изображения. Основные из приведенных в работах алгоритмов реализованы в системе MatLab [6–7]. Однако предложенные алгоритмы предназначены главным образом для решения научных задач. В то же время существует необходимость в разработке алгоритмов, которые можно использовать в условиях производства.

Получаемые изображения, применяемые в промышленных системах технического зрения, дефектоскопии, мониторинга процессов и т. д., сложны для автоматического анализа и обладают множеством свойств, определяемых не только условиями формирования изображения, но и методами его последующей обработки, а также целями использования извлекаемой из него информации.

Изображения, сформированные различными оптико-электронными системами, искажаются действием помех различного характера. Искажения изображения вносятся всеми элементами канала преобразования информации, начиная с осветительной системы. Помехи затрудняют визуальный анализ изображения и его автоматическую обработку. Ослабление действия помех достигается фильтрацией, например фильтрацией Гаусса.

Целью работы является разработка в системе Mathematica программного кода алгоритма распознавания контактных площадок на снимке по-

лупроводникового кристалла, а также алгоритма метода сбалансированного порогового отсечения гистограммы при предобработке изображения в условиях промышленного производства.

Базовые операции обработки изображений

Рассмотрим специфику алгоритмов обработки снимков поверхностей промышленных объектов, которые могут использоваться при конструировании промышленных приборов для выделения областей интереса, оценки качества обрабатываемого изображения, выделения контуров на снимке и др.

Во всем многообразии подходов к обработке изображений будем придерживаться классификации, представленной в [8]. Выделяют автоматизированные информационно-измерительные комплексы низкого, среднего и высокого уровней. Процессы низкого уровня включают лишь примитивные операции над изображениями, такие как уменьшение шума, повышение контрастности или улучшение резкости. Процессы среднего уровня связаны с такими задачами, как сегментация, описание объектов и их сжатие, а также классификация выделенных объектов. В среднеуровневых процессах из изображения извлекаются атрибуты и признаки (например, границы, контуры и другие отличительные признаки объектов). Процессы высокого уровня занимаются «осмыслением» множества распознанных объектов, как это делается в анализе изображений.

Некоторые базовые операции предназначены исключительно для повышения качества изображений при человеческом восприятии, в то время как остальные предназначены для извлечения информации, пригодной для автоматической обработки, что наиболее важно для обработки изображений промышленных объектов. Приведем несколько важных категорий операций обработки изображений [7].

1. Модификация пикселей в малых окрестностях. Значения пикселей можно изменять с учетом их взаимосвязи с небольшим числом близлежащих пикселей, например пикселей из соседних строк или столбцов. Часто на бинарных изображениях изолированные значения 1 и 0 меняются на противоположные, чтобы они совпадали со своими соседями. Назначением этой операции может быть удаление шума, появившегося в процессе оцифровки. На рис. 1 вид-

но, что за счет проведенной операции над изображением шум на ней был удален. Снимки получены с помощью микроскопа МИКРО200-01 с увеличением $\times 20$ [6].

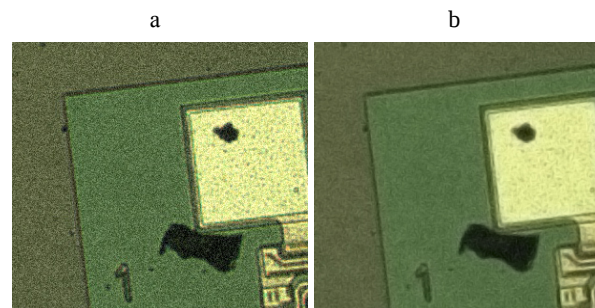


Рис. 1. Снимок поверхности полупроводниковой пластины:

a – исходное изображение; b – результат удаления шума

Fig. 1. Image of semiconductor plate surface:
a – initial image; b – result of noise removal

2. Глобальное улучшение качества изображения. Некоторые операции выполняют однородную обработку целого изображения. Изображение может быть слишком темным. Тогда все значения интенсивности повышают для улучшения вида изображения при выводе на экран.

3. Комбинация нескольких изображений. Изображение можно сформировать путем сложения или вычитания двух исходных изображений. Вычитание изображений часто применяется для обнаружения изменений в течение некоторого промежутка времени. Например, при наличии серии снимков поверхности металла, содержащего трещины, можно проследить их движение, построив разность двух последовательных снимков. Функция ImageDifference системы Mathematica предназначена для выявления пиксельного различия в изображениях. При обработке серии снимков металлической конструкции, содержащей микротрещины, к которой приложено некоторое усилие, получена разность двух таких изображений. Последняя представляет собой контур, выделяющий различие в изображениях. Проанализировав его, можно установить направление распространения трещины в металле.

4. Бинаризация изображения. Рассмотрим результат бинаризации снимка нанопласта, полученного с помощью трансмиссионного электронного микроскопа (рис. 2).

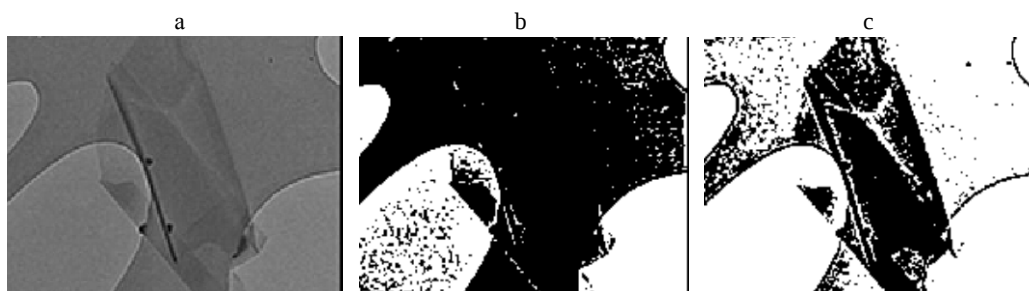


Рис. 2. Бинаризация полутоновых изображений: а – исходное изображение; б – изображение, полученное бинаризацией с порогом 115; с – то же, полученное бинаризацией с порогом 100

Fig. 2. Binarization of half-tone images: а – initial image; б – image obtained with the help of binarization with threshold 115; с – image obtained with the help of binarization with threshold 100

Особенность подобранного авторами статьи исходного изображения заключается в наличии областей средней интенсивности, которые при простой бинаризации пропадают, сливаясь с фоном из-за весьма низкого перепада между краями. Это можно исправить правильным выбором порогового значения бинаризации (результат представлен на рис. 2с).

Для определения порогового значения бинаризации выбран алгоритм сбалансированного порогового отсечения гистограммы, основанный на следующем подходе. «Взвешиваются» две разные доли гистограммы. Если одна «перевешивает», то из этой части гистограммы удаляется крайний столбик и процедура повторяется. Процедура завершается, когда в гистограмме остается только один столбик и соответствующее ему значение интенсивности выбирается в качестве порогового значения.

Пусть I_l – крайнее (левое) значение интенсивности; I_r – последнее (правое) значение. На первом шаге «взвешиваются» части от I_l до середины диапазона интенсивности

и от середины до I_r . Весом левой части гисто-

граммы будем считать число $W_l = \sum_{i=I_l}^{I_m} f_i$,

где f_i – количество пикселей заданной яркости в этом диапазоне. Аналогично вводится вес правой части.

Схематично алгоритм можно представить в виде последовательности следующих действий: считается середина разбиения $I_m = \frac{I_l + I_r}{2}$.

Находится вес правой $W_r = \sum_{i=I_m}^{I_r} f_i$ и левой

$W_l = \sum_{i=I_l}^{I_m} f_i$ частей [9].

Если вес правой части превышает, то удаляется крайний, противоположный середине, столбец гистограммы. Затем опять находится середина полученной гистограммы и действия повторяются. В итоге остается одно значение, которое и принимают в качестве порогового (рис. 3).

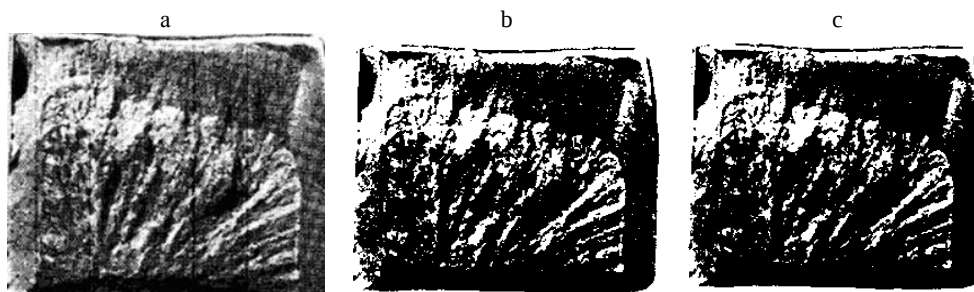


Рис. 3. Снимок болта, подверженного замедленному хрупкому разрушению: а – исходное изображение; б – изображение, полученное с помощью бинаризации; с – то же, полученное с помощью алгоритма сбалансированного порогового отсечения гистограммы

Fig. 3. Image of bolt subjected to delayed brittle fracture: а – initial image; б – image obtained with the help of binarization; с – image obtained with the help of algorithm of a balanced threshold histogram clipping

На рисунке слева представлено изображение, полученное встроенной функцией системы Mathematica, справа – полученное пороговой бинаризацией со значением порога, равным 0,65, найденного описанным алгоритмом.

Распознавание контуров промышленных изображений

Предварительная обработка изображения может заключаться в фильтрации и выделении контура изображения. Для качественной фильтрации изображений большую роль играют условия съемки и выбранный способ фильтрации. Перед фильтрацией необходимо перевести цветное изображение в полутоновое. Широкое распространение в системах технического зрения получили усредняющие и медианные фильтры.

Одномерный медианный фильтр представляет собой скользящее окно, охватывающее нечетное число пикселей. Центральный элемент заменяется медианой всех элементов изображения в окне. В случае четного числа отсчетов в окне выходное значение фильтра равно среднему значению двух отсчетов в середине упорядоченного списка. Окно перемещается вдоль фильтруемого сигнала, и вычисления повторяются.

Целью использования медианного фильтра для обработки снимков поверхностей промышленных объектов является устранение «аномальных» значений в массивах данных (это видно на гистограмме изображения).

Для качественного распознавания контуров объекта границы должны быть яркими, что имеет место при бинарном изображении, тонкими и без разрывов. Для получения контура после фильтрации изображения необходимо повысить его контрастность (перепады интенсивности). Операция бинаризации невозможна без потери точности, этот факт нужно учитывать, когда возникает необходимость использования бинаризации при процедуре нахождения контура объекта. Иначе для перевода изображения из полутонового в бинарное следует использовать пороговый детектор. Важным вопросом является выбор величины порога (при большой величине порога может произойти

разрыв контура, а при малой – появляются неинформативные пиксели). Для уменьшения толщины контура можно уменьшить размер изображения.

Определение границ основывается на алгоритмах, выделяющих области цифрового изображения, в которых резко изменяется светлота или присутствуют другие виды неоднородностей. Основной целью обнаружения резких изменений интенсивности изображения является фиксация важных перепадов и изменений. Они могут отражать различные предположения о модели формирования изображения: изменения в интенсивности изображения могут указывать на изменения глубины; изменения ориентации поверхностей; изменения в свойствах материала; различие в освещении сцены.

В идеальном случае результатом выделения границ является набор связанных кривых, обозначающих границы объектов, граней и отрисков на поверхности, а также кривые, которые отображают изменения положения поверхностей.

Применение фильтра выделения границ к изображению может существенно уменьшить количество обрабатываемых данных из-за того, что отфильтрованная часть изображения считается менее значимой, а наиболее важные структурные свойства изображения сохраняются. Однако не всегда возможно выделить границы в картинах реального мира средней сложности. Границы, найденные из этих изображений, часто имеют такие недостатки, как фрагментированность, наличие ложных, не соответствующих исследуемому объекту границ. К ним применяют подход, который позволяет найти пересечения оси абсцисс в выражении второй производной.

В качестве шага предобработки к выделению границ практически всегда используются сглаживание изображения, обычно фильтром Гаусса (рис. 4), а также применение порога при расчете производной (если значение производной меньше порога на текущем шаге, ее приравнивают к нулю). Для обработки использовали снимки, полученные в [10].

Наиболее часто используемым фильтром, основанным на матрице свертки, является фильтр размытия (фильтр Гаусса).

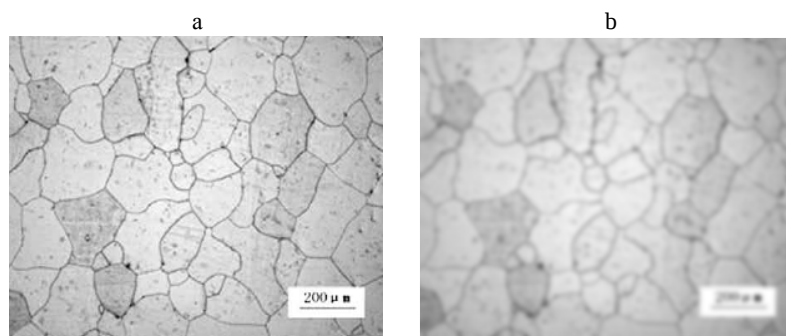


Рис. 4. Снимок микроструктуры поверхности металла; результат применения фильтрации Гаусса:
а – исходное изображение; б – изображение, полученное с помощью фильтрации Гаусса

Fig. 4. Image of metal surface micro-structure; result of Gaussian filtration:
а – initial image; б – image obtained with the help of Gaussian filtration

Для обработки изображений промышленных объектов был выбран данный фильтр, поскольку он при удалении шума основные содержательные контуры рассматриваемого объекта подвергает размытию в меньшей степени, чем элементы фона. В результате применения такого фильтра будет получена размытость мелких деталей, не требующих отделения от общего фона.

Обычно матрица заполняется по нормальному (гауссовому закону). Коэффициенты уже являются нормированными. От размера матрицы зависит сила размытия.

Шумоподавление при помощи фильтра усреднения имеет существенный недостаток: все пиксели в маске фильтра на любом расстоянии от обрабатываемой точки оказывают на результат одинаковый эффект.

После этого начинается подбор порогового значения t (если значение текущего пикселя меньше t , то ему ставится в соответствие 0,

если больше – 1), чтобы решить, находится или нет граница в данной точке изображения. Чем меньше порог, тем больше границ будет находиться, но тем более восприимчивым к шуму станет результат, выделяя лишние данные изображения. Наоборот, высокий порог может пропустить слабые края или получить границу фрагментами (рис. 5). Для обработки применяли снимки, полученные в [10].

Для корректировки границ использовали пороги «с запозданием». Находили верхний порог для точки начала границы. После того как получена стартовая точка, отслеживается граница, точка за точкой, пока значение силы края выше нижнего порога. Этот алгоритм основывается на предположении, что границы – непрерывные кривые, и позволяет проследить слабые участки границ без допущения того, что все шумные точки на изображении будут помечены как края.

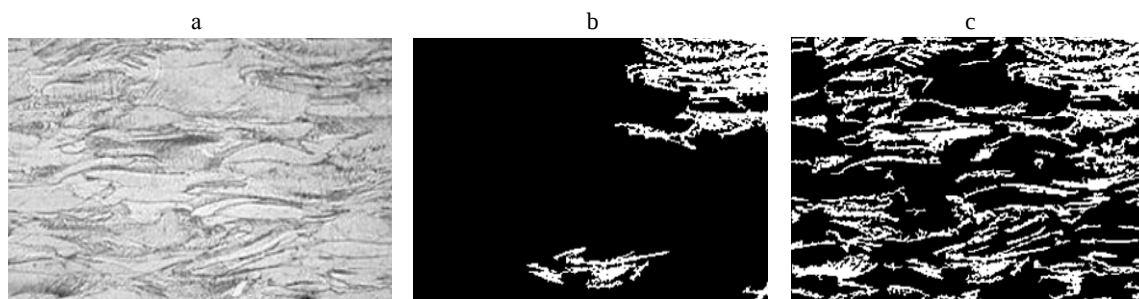


Рис. 5. Результат пороговой обработки снимка микроструктуры поверхности металла:
а – исходное изображение; б – изображение, обработанное с низких порогом;
с – изображение, обработанное с «взвешенным» порогом

Fig. 5. Result of threshold processing of metal surface micro-structure image:
а – initial image; б – image obtained with the help of low threshold;
с – image processed with “weighed” threshold

Уточнение границы – процесс, который делает границы тонкими, удаляя нежелательные ложные точки, появляющиеся на границе. Эта техника применяется уже после того, как изображение сглажено (используя медиану или фильтр Гаусса), применен оператор границ вычисления силы края и после того, как границы очищены, используя подходящие пороги. Этот метод удаляет все нежелательные точки и выдает границы толщиной в один пиксель.

Для перевода изображения из полутонового в бинарное использовали пороговый детектор (пиксели, интенсивность которых больше величины порога, заменяются на белые; пиксели, яркость которых меньше величины порога, заменяются на черные). При большой величине порога может произойти разрыв контура (пропадают информативные пиксели), при малой – появляются помехи (неинформативные пиксели).

Рассмотрим реализацию алгоритма нахождения контактных площадок на полупроводниковом кристалле. В системе Mathematica список команд выглядит следующим образом:

```
xmaps = Table[f = ImagePerspectiveTransformation[«Маска ввода», RotationMatrix[a], PlotRange->All, Paing->«Fixed»]; ImageCorrelate[«Адрес обрабатываемого полутонового изображения», f, CosineDistance], {a, Range[«Диапазон для углов поворота маски ввода»]}; HighlightImage[«Адрес обрабатываемого полутонового изображения», Dilation[Fols[ImageAdd, ColorNegate@Binarize[#, «Пороговое значение»]&/@xmaps], BoxMatrix[«Размер маски ввода»]]].
```

Снимок полупроводникового кристалла приведен на рис. 6. Снимки получены с помощью микроскопа МИКРО200-01 с увеличением $\times 20$.

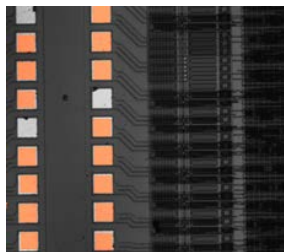


Рис. 6. Обработанный снимок полупроводникового кристалла

Fig. 6. Processed image of semiconductor crystal

Данный метод является упрощенным, так как не учитывает вероятностную составляющую

доверности найденного объекта, определяемую расчетом коэффициента корреляции шаблонного изображения и изображения, на котором производится поиск.

ВЫВОДЫ

1. Реализованы в системе Mathematica алгоритм распознавания контактных площадок на снимке полупроводникового кристалла, алгоритм сбалансированного порогового отсечения гистограммы при предобработке изображения в условиях промышленного производства.

2. Получены алгоритмы морфологической обработки изображений промышленных образцов, позволяющие найти дефекты на поверхности полупроводников. Кроме этого, разработан комплекс алгоритмов, позволяющих производить фильтрацию, пороговую бинаризацию, предусматривающую применение алгоритма сбалансированного порогового отсечения гистограммы.

3. Разработанные подходы могут использоваться для выделения контуров на снимках поверхностей продукции машиностроения и подготовки его как изображения промышленного образца, соответствующего документации предприятия. Они обеспечивают возможность: удаления шума на рентгенограммах без внесения дополнительных искажений в обрабатываемое изображение; выделения дефектов сварных соединений на снимках; проведения количественного анализа микроструктур металлов и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Blanchet, G. Digital Signal and Image Processing using MatLab / G. Blanchet, M. Charbit. London: ScienceEurope, 2001. P. 700–723.
2. The Healthgrid White Paper / V. Breton [et al.] // Studies in Health Technology and Informatics. 2005. Vol. 112. P. 249–321.
3. Мирошников, М. М. Теоретические основы оптико-электронных приборов / М. М. Мирошников. Л.: Машиностроение, 1983. С. 601–603.
4. Gonzalez, R. C. Digital Image Processing / R. C. Gonzalez, R. E. Woods. New Jersey: Prentice Hall, Upper Saddle River, 2002. P. 7–32.
5. Bribeica, E. Arithmetic Operations Among Shapes using Shape Numbers / E. Bribeica // Pattern Recog. 1981. Vol. 13, iss. 2. P. 123–138.

6. Гонсалес, Р. Цифровая обработка изображений в среде MatLab / Р. Гонсалес, Р. Вудс, С. Эддинс. М.: Техносфера, 2006. С. 200–321.
7. Рудаков, П. И. Обработка сигналов и изображений. MatLab 5.x / П. И. Рудаков, И. В. Сафонов. М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2000. С. 234–246.
8. Дьяконов, В. MatLab. Обработка сигналов и изображений: спец. справ. / В. Дьяконов. СПб.: Питер, 2002. С. 10–26.
9. Anjos, A. Bi-Level Image Thresholding – a Fast Method / A. Anjos, H. Shahbazkia // BIOSIGNALS-2008. Vol. 2. P. 70–76.
10. Shi, Z. M. A Novel Damage Variable to Characterize Evolution of Microstructure with Plastic Deformation for Ductile Metal Materials under Tensile Loading / Z. M. Shi, H. L. Ma, J. B. Li // Engineering Fracture Mechanics. 2011. Vol. 78, No 3. P. 503–513.

Поступила 09.03.2016

Подписана в печать 06.05.2016

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Blanchet G., Charbit M. (2001) *Digital Signal and Image Processing using MatLab*. London, ScienceEurope, 700–723.
2. Breton V., Dean K., Solomonides T., Blanquer I., Hernandez V., Medico E., Maglaveras N., Benkner S., Lonsdale G., Lloyd S., Hassan K., McClatchey R., Miguet S., Montagnat J., Pennec X., De Neve W., De Wagter C., Heeren G., Maigne L., Nozak, K., Taillet M., Bilofsky H., Ziegler R., Hoffman M., Jones C., Cannataro M., Veltiri P., Aloisio G., Fiore S., Mirto M., Chouvarda I., Koutkias V., Malousi A., Lopez V., Oliveira I., Sanchez J. P.,

Martin-Sanchez F., De Moor G., Claerhout B., Herveg J. A. (2005) The Healthgrid White Paper. *Studies in Health Technology and Informatics*, 112, 249–321. PubMed ID: 2005112600.

3. Miroshnikov M. M. (1983) *Theoretical Principles of Optoelectronic Devices*. Leningrad, Mashinostroenie, 601–603 (in Russian).
4. Gonzalez R. C., Woods R. E. (2002) *Digital Image Processing*. New Jersey, Prentice Hall, Upper Saddle River, 7–32.
5. Bribiesca E. (1981) Arithmetic Operations Among Shapes Using Shape Numbers. *Pattern Recognition*, 13 (2), 123–138. DOI: 10.1016/0031-3203(81)90010-8.
6. Gonzalez R., Woods R., Eddins S. (2006) *Digital Image Processing Using MatLab*. Moscow, Tekhnosfera, 200–321 (in Russian).
7. Rudakov P. I., Safonov I. V. (2000) *Signal and Image Processing, MatLab 5.x*. Moscow, Publishing House “DIALOG-MIFI”, 234–246 (in Russian).
8. Dyakonov V. (2002) *MatLab: Signal and Image Processing*. Special Reference Book. Saint-Petersburg, Piter, 10–26 (in Russian).
9. Anjos A., Shahbazkia H. (2008) Bi-Level Image Thresholding – a Fast Method. *BIOSIGNALS 2008 – Proceedings of the 1st International Conference on Bio-Inspired Systems and Signal Processing*, Vol. 2, 70–76.
10. Shi Z. M., Ma H. L., Li J. B. (2011) A Novel Damage Variable to Characterize Evolution of Microstructure with Plastic Deformation for Ductile Metal Materials under Tensile Loading. *Engineering Fracture Mechanics*, 78 (3), 503–513. DOI: 10.1016/j.engfracmech.2009.12.011.

Received: 09.03.2016

Accepted: 06.05.2016

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-233–241

УДК 621.9.011:517.962.1

Конечно-элементный анализ влияния бетонного наполнителя на динамическую жесткость портала тяжелого станка

Докт. физ.-мат. наук, проф. Ю. В. Василевич¹⁾,
канд. техн. наук, доц. С. С. Довнар¹⁾, магистрант И. А. Карабаниук¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Выполнено виртуальное испытание портального станка методом конечных элементов. Произведен статический, модальный и гармонический анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка. Выявлено влияние бетонного наполнителя на динамическую податливость станка. Особенность моделирования – заполнение бетоном высококорасположенной траверсы. Это нехарактерное решение для станкостроения. Бетон рассматривался как обобщенный материал, в двух вариантах. Установлено, что применение бетона повышает статическую жесткость станка по каждой из координат примерно в три раза. Для этого требуется замыкание контура жесткости путем заливки всех полостей внутри портала. С помощью модального конечно-элементного анализа установлено, что бетон сравнительно слабо (в 1,3–1,4 раза) поднимает частоты резонансных мод. Частота самой нижней моды увеличивается с 30,25 до 42,86 Гц. Выявлены три наиболее активные общестаночные моды – «Клевки портала», «Параллелограмм» и «Клевки траверсы». Для сдерживания последней моды ключевым действием является заполнение бетоном именно траверсы. Для диапазона 0–150 Гц путем гармонического МКЭ-анализа построены амплитудно-частотные характеристики и кривые динамической жесткости шпинделя. Выявлено, что бетон в 2,5–3,5 раза повышает динамическую жесткость станка. Эффект достигается даже на слабо демпфирующем бетоне (2 %). Это происходит из-за распределения потока колебательной энергии как по бетону, так и по чугуну. Поэтому плотность энергии и амплитуды колебаний должны снижаться. Показана допустимость внутреннего усиления наполнителями высококорасположенных деталей станков, например порталных траверс. Утяжеление траверсы компенсируется дополнительной крутильной, сдвиговой и изгибной жесткостями. Станок получает возможность чернового прерывистого резания даже на резонансных частотах. Полная заливка полостей портала бетоном – однозначно положительное действие как для статических, так и для динамических свойств станка.

Ключевые слова: метод конечных элементов, станок, жесткость, резонанс, амплитудно-частотные характеристики, вибрация, бетон, полимербетон, сляб

Для цитирования: Василевич, Ю. В. Конечно-элементный анализ влияния бетонного наполнителя на динамическую жесткость портала тяжелого станка / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, И. А. Карабаниук // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 233–241

Finite Element Analysis of Concrete Filler Influence on Dynamic Rigidity of Heavy Machine Tool Portal

Yu. V. Vasilevich¹⁾, S. S. Dounar¹⁾, I. A. Karabaniuk¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Virtual testing of portal machine tool has been carried out with the help of finite elements method (FEM). Static, modal and harmonic analyses have been made for a heavy planer. The paper reveals influence of concrete filler on machine tool dynamic flexibility. A peculiar feature of the simulation is concrete filling of a high-level transverse beam. Such approach

Адрес для переписки

Довнар Станислав Станиславович
Белорусский национальный технический университет
ул. Б. Хмельницкого, 9,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 292-76-74
mtools@bntu.by

Address for correspondence

Dounar Stanislav S.
Belarusian National Technical University
9 B. Khmel'nitskogo str.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 292-76-74
mtools@bntu.by

does look a typical one for machine-tool industry. Concrete has been considered as generalized material in two variants. It has been established that concrete application provides approximately 3-fold increase in machine tool rigidity per each coordinate. In this regard it is necessary to arrange closure of rigidity contour by filling all the cavities inside of the portal. Modal FEA makes it possible to determine that concrete increases comparatively weakly (1.3–1.4-fold) frequencies of resonance modes. Frequency of the lowest mode rises only from 30.25 to 42.86 Hz. The following most active whole-machine eigenmodes have been revealed in the paper: “Portal pecking”, “Parallelogram” and “Traverse pecking”. In order to restrain the last mode it is necessary to carry out concrete filling of the traverse, in particular. Frequency-response characteristics and curves of dynamic rigidity for a spindle have been plotted for 0–150 Hz interval while using harmonic FEM. It has been determined that concrete increases dynamic machine tool rigidity by 2.5–3.5-fold. The effect is obtained even in the case when weakly damping concrete (2 %) is used. This is due to distribution of vibrational energy flow along concrete and along cast iron as well. Thus energy density and vibration amplitudes must decrease. The paper shows acceptability for internal reinforcement of high-level machine tool parts (for example, portal traverses) and fillers are applied for this purpose. Traverse weighting is compensated by additional torsional, shear and bending rigidity. The machine tool obtains the possibility for rough intermittent cutting even at resonance frequencies. Complete concrete filling of portal cavities is definitely a positive action for static and dynamic properties of the machine tool.

Keywords: finite elements method, machine tool, rigidity, resonance, frequency-response characteristics, vibration, concrete, polymer concrete, slab

For citation: Vasilevich Yu. V., Dounar S. S., Karabaniuk I. A. (2016) Finite Element Analysis of Concrete Filler Influence on Dynamic Rigidity of Heavy Machine Tool Portal. *Science & Technique*. 15 (3), 233–241 (in Russian)

Предмет исследования

Выполнено виртуальное испытание станка с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [1]. Исследовали динамику тяжелой портальной машины – продольно-фрезерного станка белорусского производителя ОАО «МЗОР» [2], предназначенного для фрезерования крупных слябов из труднообрабатываемых материалов.

Геометрическая модель портала станка показана на рис. 1 в ситуации поперечного резонанса. Фреза (чаще всего торцовая) крепится в шпинделе на ползуне, способном перемещаться вертикально (ось Z). Ползун установлен в суппорте, который вдоль поперечной оси Y может двигаться вдоль траверсы. Траверсы, колонны и сани образуют портал. Он неподвижно крепится к фундаменту станка. Исходно все корпусные детали портала – пустотелые чугунные отливки общей массой 16790 кг. Ширина проема портала составляет 3200 мм, высота 1860 мм. Эти габариты позволяют отнести станок к самому тяжелому классу.

Обрабатываемый сляб (на рис. 1 не показан) перемещается в продольном направлении X между колонн на столе с отдельным фундаментом. Стол и сляб в статье прямо не рассматриваются, поскольку они конструктивно отделены от портала.

Станок относится к семейству MC620, для которого ранее выполнялись натурные и виртуальные испытания [3–7].

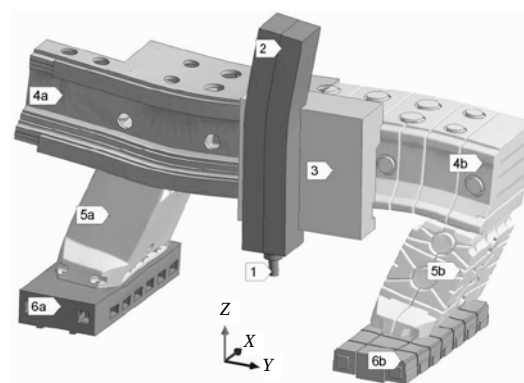


Рис. 1. Портал станка при возбуждении поперечной резонансной моды M2: 1 – шпиндель; 2 – ползун; 3 – суппорт; 4 – траверса; 5 – колонна; 6 – сани; а – чугунные корпуса; б – бетонные вкладки

Fig. 1. Machine tool portal during excitation of transverse resonance mode M2: 1 – spindle; 2 – slide block; 3 – saddle; 4 – traverse; 5 – column; 6 – cross slide; а – cast iron housing assembly; б – concrete inserts

Еще в начале проектирования было ясно, что резонансные моды портала должны начаться с 20–40 Гц. В перекрывающемся диапазоне частот (15–65 Гц) ожидалась вибрация от сил резания на зубьях торцовых фрез. При этом заказчик имел сложившуюся технологию обработки (режимы резания и инструменты) и требовал адаптации станка к ней. Станок должен осуществлять высокопроизводительное черновое фрезерование с высокоамплитудными колебаниями сил резания. Пульсация сил резания на шпинделе происходит во всех направлениях. Недостаточная динамическая жесткость несущей

щей системы станка ведет к срыву процесса резания в автоколебания [8].

В решении задачи динамической жесткости и устойчивости портала есть три направления, которые можно реализовывать одновременно [9]:

Н1. Сместить резонансные частоты портала (вверх из области вибраций);

Н2. Снизить возбуждаемость резонансных мод силами резания (затруднить накачку колебательной энергии в портал со стороны шпинделя);

Н3. Улучшить демпфирование резонансных колебаний портала.

По всем направлениям есть шанс получить результат единым проектным решением – заполнением бетонной смесью полостей портала изнутри. Этот прием усиления несущей системы станка хорошо известен [10, 11]. Область его применения – низкорасположенные станины. Однако портал – высокорасположенный объект. Поэтому необходимо сравнить варианты пустотелого и заполненного станка путем виртуального испытания.

Важным обстоятельством является то, что во время обработки идет только продольная подача (по X). Поэтому поперечную подвижность суппорта и вертикальную подвижность ползуна предполагается блокировать. Это предусмотрено в конструкции станка путем гидрозажима направляющих Y и Z .

Портал смоделирован как система солюдов (твердых тел, рис. 1). Одна группа солюдов (4а, 5а, 6а) – пустотелые чугунные отливки с внутренним оребрением. Другая группа (4б, 5б, 6б) – бетонные вкладки, которые строго соответствуют по форме полостям в первой группе. Все солюды соединены контактными конечными элементами. Контакты имеют статус bonded, т. е. жестко сцеплены друг с другом.

Ползун и суппорт (рис. 1) представлены в МКЭ-модели как цельные объекты с реальными массами (7410 кг в сумме). Это сделано путем применения модельных материалов. Жесткость ползуна варьировалась путем изменения модуля упругости модельного материала от 20 до 2000 ГПа. Однако, как показали МКЭ-расчеты, этот параметр не оказывает принципиального воздействия на динамику портала. Шпиндель

считается смонтированным в ползуне на жестких подшипниках.

Свойства основных моделируемых материалов представлены в табл. 1. Для заполнения корпусов станков на практике используют разные варианты бетонных и полимербетонных смесей [10–12]. В данной статье рассмотрен обобщенный модельный бетон МБ с осредненными характеристиками. Различия между собственно бетоном и полимербетоном не отражаются. Моделируются только два варианта бетона, отличающихся способностью к демпфированию колебаний. Бетон МБ-2 является низкодемпфирующим. Он по коэффициенту демпфирования не отличается от чугуна ($\xi_{ch} = \xi_6 = 2\%$). Бетон МБ-6 обладает высоким демпфированием (внутреннее трение $\xi_6 = 6\%$).

Масса бетона в портале составляет 18490 кг. В траверсе (самой верхней детали) бетон в виртуальных экспериментах имел массу 12790 кг (69 % от массы всего бетона).

Таблица 1

Механические свойства моделируемых материалов

Mechanical properties of simulated materials

Материал	Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона μ	Удельная плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент демпфирования ξ , %
Чугун	110	0,28	7200	2
Модельный бетон МБ-2	30	0,18	2300	2
Модельный бетон МБ-6	30	0,18	2300	6
Сталь	200	0,30	7850	1

МКЭ-моделирование производили для трех конструктивных вариантов.

1. Фиксированный пустотелый портал (FE – fixed empty). «Бетонные» солюды 4б, 5б, 6б (рис. 1) отсутствуют. Портал является полностью чугунным (24200 кг).

2. Фиксированный портал, частично заполненный бетоном. Траверса остается пустой (ET – empty traverse). Отсутствуют солюды типа 4б. Траверса не получает усиления, но нет и высокорасположенной массы бетона. Портал имеет массу 29900 кг, в том числе бетон – 5700 кг.

3. Фиксированный, заполненный бетоном портал (FC – fixed concrete). Все типы солидов (рис. 1) присутствуют в МКЭ-модели. Полная масса портала 42690 кг. В ней 43 % составляет бетон (18490 кг).

В модели портал всегда является фиксированным снизу. Существуют станки типа «Гендри» с подвижным порталом [2]. Однако они менее приемлемы для работы на черновых режимах с переменными силами резания [13–15].

Статический анализ

К шпинделю станка прилагалась статическая испытующая сила $F_{ст,и}^{x,y,z} = 100$ Н последовательно в направлениях X , Y и Z . Величина силы не принципиальна, так как конечно-элементная модель линейна, а результаты – масштабируемы. Фиксировалось перемещение шпинделя. По нему вычисляли статическую жесткость (табл. 2). Сравнение данных для вариантов FE, ET и FC показало, что заполнение портала бетоном является мощным средством усиления конструкции. Жесткость заполненного портала (FC) возрастает примерно в три раза по сравнению с пустотелым (FE). Это касается всех осей.

Таблица 2

Статическая жесткость на шпинделе портала
Static rigidity on portal spindle

Жесткость по направлениям	Статическая жесткость, Н/мм, при варианте исполнения портала		
	FE	ET	FC
Продольно $J_{xx}^{ст}$	599	777	1968
Поперечно $J_{yy}^{ст}$	591	1219	1748
Вертикально $J_{zz}^{ст}$	448	592	1298
Средняя жесткость $J_{ср}^{ст}$	546	863	1671

Вариант ET предполагает заполнение бетоном только саней и колонн. Его статическая жесткость занимает промежуточное положение между вариантами FE и FC. Однако частичное заполнение портала дает ограниченный эффект. Средняя жесткость для ET повышается по сравнению с FC только в 1,58 раза. Заполнение бетоном и траверсы тоже (переход от ET к FC) дополнительно увеличивает статическую жесткость в 1,93 раза. Итак, с точки зрения статичности, бетоном рационально заполнять весь портал. Тогда в портале образуется непрерывный контур жесткости, замкнутый на фундамент станка.

Продольное направление – самое жесткое в статическом смысле. Наибольшая податливость станка обнаруживается для вертикального направления. Направления X и Z различаются по жесткости в 1,33 раза для пустотелого портала. Для заполненного варианта FC различие несколько возрастает и достигает 1,51 раза.

Повышение статической жесткости полезно для точности и производительности в случае силового резания. Оно используется для труднообрабатываемых материалов и осуществляется обычно на дорезонансных частотах станка.

Модальный анализ

Модальный анализ показал (диапазон поиска 0–150 Гц), что для всех трех конструктивных вариантов – FC, ET, FC – существует общая система резонансных мод (сочетаний форм собственных колебаний и частот, табл. 3). Эта система в основном совпадает с системой, описанной для станка MC620 [6, 7] под названием «общестаночные моды». Самой низкочастотной является мода M1 «Клевки портала» (рис. 2а). Здесь весь портал раскачивается продольно. Деформации изгиба довольно равномерно распределены по колоннам и саням.

Таблица 3

Резонансные частоты портала
для разных конструктивных вариантов
Resonance frequencies of portal
for various constructive variants

Мода	Вариант исполнения портала		
	FE (фиксированный пустой)	ET (заполнено все, кроме траверсы)	FC (фиксированный заполненный)
M1	30,25	40,50	42,86
M2	37,77	56,15	49,90
M3/M4	61,09	73,05	89,03
M5	107,96	122,56	137,39

Следующая по частоте – мода M2 «Параллелограмм» (рис. 1). Конструкция пытается раскачиваться и складываться в боковом направлении. Ощущается нехватка треугольных связей в углах портала.

Далее следует семейство из двух подобных мод M3/M4 «Клевки ползуна» (рис. 2б). Они близки друг к другу и по частоте, и по форме движения.

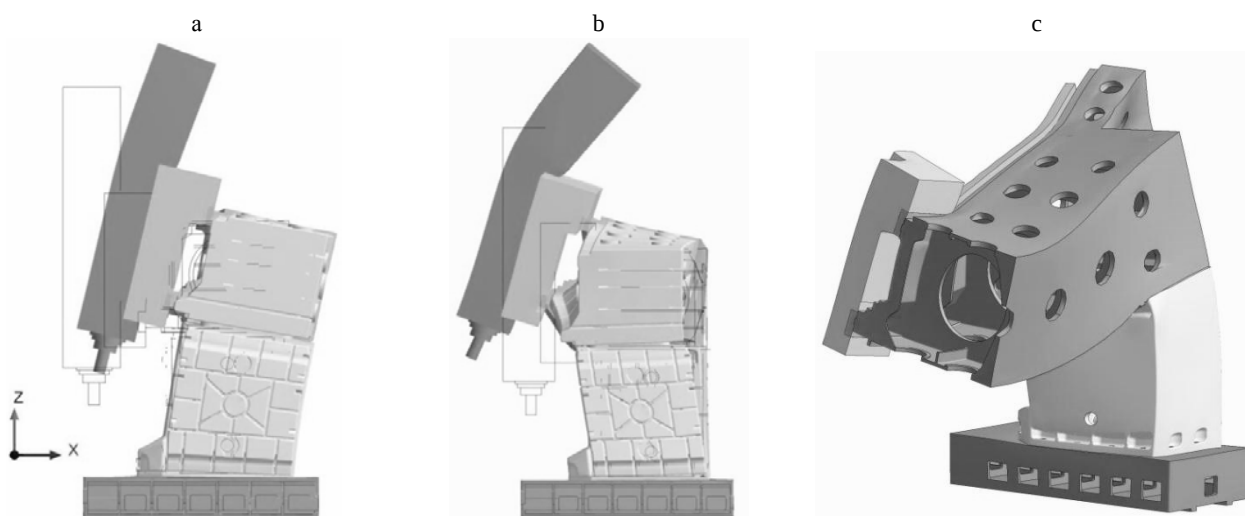


Рис. 2. Формы резонансных мод: M1 «Клевки портала» (а); M3/M4 «Клевки ползуна» (b); M5 «Кручение траверсы» (с)

Fig. 2. Forms of resonance modes: M1 "Portal pecking" (a); M3/M4 "Slide block pecking" (b); M5 "Traverse twisting" (c)

Эти моды реализуются во многом за счет кручения траверсы и перекоса ее сечения. Колонны, в отличие от M1, движутся противофазно колебаниям ползуна и суппорта.

Самая высокочастотная мода M5 почти полностью заключается в колебаниях траверсы. Здесь траверса подвергается возвратно-крутильной деформации и согласованному с ней изгибу.

Наполнение траверсы бетоном повышает частоты всех общестаночных мод. Для самых нижних и масштабных мод M1 и M2 резонансные частоты существенно повышаются при заполнении только саней и колонн (вариант ET). Заливка бетоном траверсы (FC) не приносит заметных изменений (для M2 резонансная частота даже снижается). Вероятно, в поперечном направлении приращение массы траверсы влияет немного сильнее, чем увеличение ее жесткости. Для относительно высокочастотных мод M3/M4 и M5 усиление траверсы бетоном, наоборот, заметно увеличивает резонансные частоты. Здесь сказывается возрастание крутильной и изгибной жесткостей траверсы.

Итак, применение бетона имеет положительное действие в направлении H1. Однако в среднем заполнение портала бетоном поднимает резонансные частоты только на 36,6 %. Этого недостаточно, чтобы вывести все резонансы станка из диапазона рабочих частот.

Поэтому нужно определить влияние бетонного наполнителя в направлениях H2 и H3.

Гармонический анализ

Испытующая сила $F_{г,и}^{x,y,z} = F_a \sin(2\pi f_u t)$ прилагалась по ходу времени t к шпинделю в направлении осей X , Y или Z . Сила гармонически колебалась с частотой испытания f_u и имела амплитуду $F_a = 100$ Н. Главным выходным сигналом было перемещение шпинделя $u_{ш}^{x,y,z}$ в месте приложения силы. Соотнесение силы к перемещению давало жесткость портала на данной частоте. Например, жесткость в направлении X равна $J_{xx} = F_a / u_{ш}^x$. Повторение анализа в диапазоне частот от 0 до 120 Гц раскрывало картину динамической жесткости.

Графики на рис. 3 показывают жесткость по оси X . Они обратно пропорциональны графикам амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), в которых показаны перемещения $u_{ш}^x$ в зависимости от частоты. В диапазоне от 0 до 20 Гц все линии на рис. 3 почти горизонтальны. Это указывает на статическое поведение станка в данном диапазоне. На частотах более 30 Гц проявляется динамика портала. На кривых жесткости провалы (gorges) g_{M1} , g_{M3} , g_{M5} соответствуют резонансным раскачкам (и, соответственно, высокой податливости инструмента

в шпинделе). Пики жесткости (peaks) p_{M1} , p_{M3} отражают явления антирезонансов. Они возможны при подъеме частоты испытания выше соответствующей резонансной частоты.

Линия 1 на рис. 3 соответствует пустому portalу (FE). Видно, что особо опасным является среднечастотный резонанс МЗ/М4 «Клевки ползуна». Его характеризует самый глубокий провал жесткости g_{M3} . Отметим, что даже пустой портал слабо возбуждается (g_{M1}) на низкочастотном резонансе М1 «Клевки портала». Это положительная черта конструкции, так как низкочастотные резонансы потенциально наиболее опасны.

За каждым резонансным провалом на кривой динамической жесткости обычно следует кратковременный пик (peak), связанный с эффектом антирезонанса. После прохождения собственной частоты резонирующие массы в системе очень быстро переходят от резонансного сдвига по фазе $-\pi/2$ (по отношению к возбуждающей силе) к работе в противофазе $-\pi$ с соответствующим гашением раскачки в системе. На линии 1 (рис. 3) видны два антирезонансных пика p_{M1} , p_{M3} . В большой высоте пиков жесткости нет необходимости. На практике они будут

«срезаны» на уровне 2000–3000 Н/мкм податливостью шпиндельного узла и ползуна.

Поперечный резонанс М2 «Параллелограмм» при продольном возбуждении никак не проявляет себя. Это тоже положительная особенность данной конструкции портала.

На рис. 3 все линии повторяют ход рассмотренной линии 1 и имеют аналогичные провалы и пики. Принципиальным является положение линии 3 (портал заполнен – FC). Линия 2 (траверса осталась пустой – ET) занимает промежуточное положение между линиями 1 и 3. Причем линия 2 идет ближе к 1, чем к 3. Следовательно, заполнение именно траверсы является ключевым действием для преобразования свойств портала.

Линия 3 (FC) всегда идет выше линии 1 (FE), а ее пики и провалы находятся правее. Статическая жесткость заполненного портала составила 1969 Н/мкм, что в 3,28 раза больше, чем у пустого (599 Н/мкм). Резонанс по моде МЗ происходит для линии 1 на частоте 61,09 Гц и снижает динамическую жесткость до 47 Н/мкм. Бетонное заполнение (линия 3) сдвигает соответствующий провал к частоте 89,03 Гц. Жесткость опускается только до 172 Н/мкм (эффект в 3,64 раза).

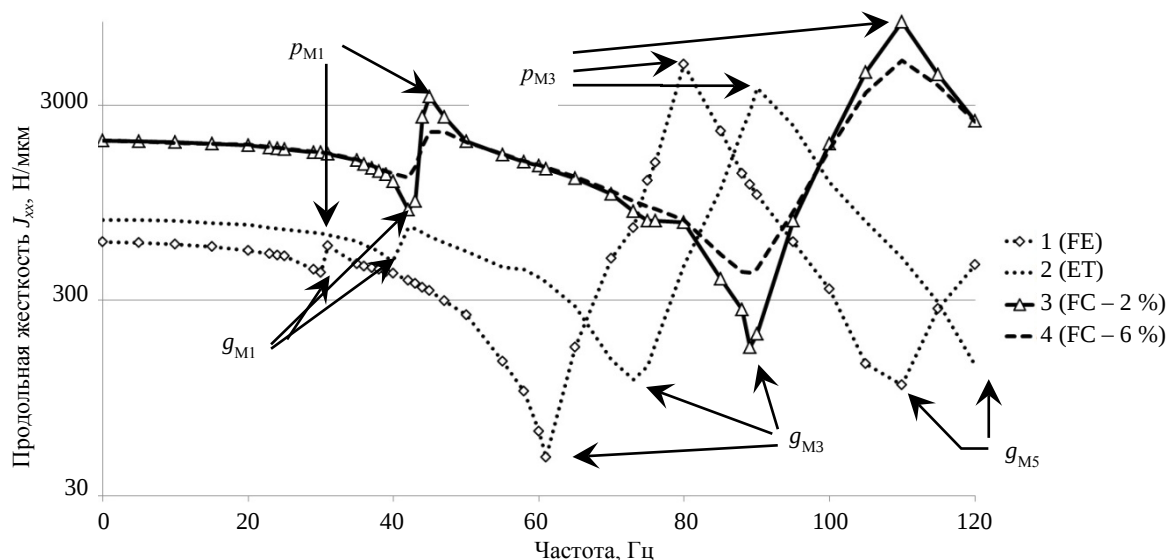


Рис. 3. Влияние частоты силы резания на динамическую жесткость шпинделя в продольном направлении X для закрепленного портала: 1 – бетон отсутствует (вариант FE); 2 – бетон отсутствует только в траверсе; 3 – бетон присутствует везде (вариант FC); 4 – бетон присутствует везде и обладает высоким демпфированием (6 %)

Fig. 3. Influence of cutting force frequency on dynamic spindle rigidity in longitudinal direction X for fixed portal: 1 – concrete is absent (variant FE); 2 – concrete is absent only in traverse; 3 – concrete is present everywhere (variant FC); 4 – concrete is present everywhere and it is characterized by high damping level (6 %)

Сравнительно высокочастотный крутильный резонанс М5 сдвигается для варианта FC (линия 3) за пределы рассматриваемого диапазона. Он происходит на частоте 137,39 Гц. Это само по себе снижает его влияние на общестаночную динамику.

Следовательно, заполнение полостей бетоном повышает как статическую, так и динамическую жесткости станка, а резонансы уходят в область более высоких частот. Получается, что применение бетона – однозначно положительный прием. Заполнение бетоном высокорасположенных корпусных частей (траверса) вполне допустимо. Эффект увеличения их массы вполне перекрывается (в смысле динамики) эффектом от увеличения жесткости.

Следует обратить внимание, что подъем линии 3 (по сравнению с 1) достигнут без участия демпфирования. Модельный бетон МБ-2 обладает таким же уровнем демпфирования, что и чугун. Динамическая жесткость возрастает, глубина резонансных провалов уменьшается только за счет коррекции упруго-массовой картины портала. Это можно объяснить тем, что бетон делает портал более жестким. Сдерживается накачка энергии от шпинделя через сравнительно податливый ползун. Следовательно, даже бетон со слабой демпфирующей способ-

ностью является полезным и соответствует направлению Н2.

Применение хорошо демпфирующего бетона МБ-6 ($\xi_6 = 6\%$) иллюстрирует линия 4 на рис. 3. Эта линия сглаживает резонансные провалы и антирезонансные пики. На удалении от резонансов линии 3 и 4 совпадают (как и положено в теории). Высокое демпфирование почти полностью нейтрализует резонанс М1. Линия 4 оказывается довольно пологой в интервале частот от 0 до ~70 Гц. Статическая жесткость малозаметно переходит в динамическую. Показатель жесткости плавно снижается примерно от 2000 до 1000 Н/мкм. Обеспечивается стабильность работы станка в области колебаний сил резания (15–65 Гц).

Главный резонанс М3 линия 4 проходит на частоте 89,03 Гц (как и линия 3). Однако динамическая жесткость снижается не более чем до 417 Н/мкм. Это в 2,41 раза больше, чем на линии 3. Получается, что обработка на станке может без больших опасений вестись на резонансных частотах. Они хорошо демпфированы. Вероятность срыва станка в автоколебания в процессе резания предельно уменьшена. Динамика портала в вертикальном направлении близка к описанной выше картине. Для поперечного направления динамическая жесткость на шпинделе показана на рис. 4.

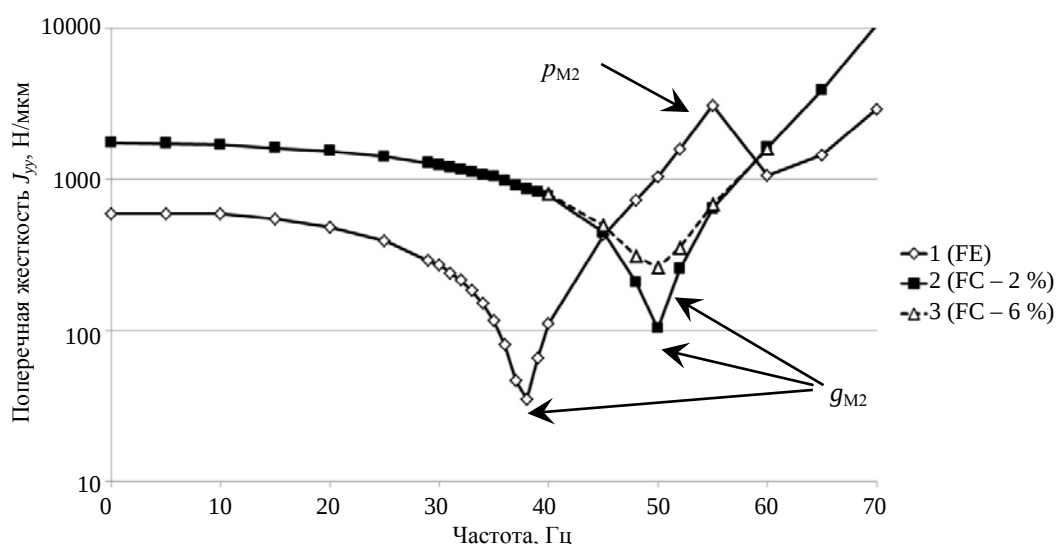


Рис. 4. Влияние частоты силы резания на жесткость шпинделя в поперечном направлении Y:

- 1 – бетон отсутствует (вариант FE); 2 – портал заполнен бетоном (вариант FC);
- 3 – бетон заполняет портал и обладает высоким демпфированием (6 %)

Fig. 4. Influence of cutting force frequency on spindle rigidity in transverse direction Y:

- 1 – concrete is absent (variant FE); 2 – portal is filled with concrete (variant FC);
- 3 – concrete is filling portal and it is characterized by high damping level (6 %)

Здесь на частотах до 70 Гц наблюдается только один резонансный провал g_{M2} , соответствующий моде M2 (рис. 1). Для пустотелого портала поперечный резонанс весьма опасен. На частоте 38 Гц расчетная жесткость J_{yy} составляет всего 34,8 Н/мкм (в статическом состоянии МКЭ-анализ дает 591 Н/мкм). Заполнение бетоном МБ-2 по варианту FC приводит к трехкратному подъему жесткости до 102,7 Н/мкм (частота 50 Гц). Применение хорошо демпфирующего бетона МБ-6 обеспечивает динамическую жесткость не менее 259,7 Н/мкм. Итак, линия 3 по сравнению с 1 хорошо выглажена. Влияние резонанса M2 благодаря бетонному наполнителю существенно ослаблено.

Есть возможность эксплуатации станка при любой частоте силы резания, в том числе и непосредственно на резонансе. Тем самым обеспечивается пригодность станка для прерывистого фрезерования труднообрабатываемых сплавов на всех планируемых режимах.

ВЫВОДЫ

1. В ходе МКЭ-анализа подтверждена стабильность системы резонансных мод для всего семейства тяжелых порталных станков. Система существует как для пустотелого, так и для заполненного портала. Она малочувствительна к конструктивным вариациям.

2. Основную опасность для динамической стабильности портала представляют поперечная мода M2 «Параллелограмм» и продольная мода M4 «Клевки ползуна».

3. Все резонансные моды эффективно блокируются применением бетонного наполнителя. Для фиксированного портала бетон оказывает только положительное влияние на статическую и динамическую жесткости станка.

4. Показана допустимость внутреннего усиления наполнителями высокорасположенных деталей станков, например порталных траверс. Рекомендуется полное усиление портала бетоном с созданием контура жесткости через фундамент.

5. Установлено, что в статике бетон примерно втрое увеличивает жесткость портала во всех направлениях. Статический (дорезонансный) диапазон частот располагается от 0 до 30 Гц у наполненного портала. Выявлено,

что в динамике эффект от бетонного наполнителя складывается из:

а) смещения вверх в 1,3–1,4 раза резонансных частот;

б) упругомассового воздействия, проявляющегося во всем диапазоне частот и повышающего линию динамической жесткости примерно в 2,5–3,5 раза;

в) демпфирующего воздействия, проявляющегося только возле станочных резонансов и блокирующего резонансные провалы динамической жесткости.

6. Показано, что хорошо демпфирующий бетон за счет указанных в статье эффектов эффективно сглаживает амплитудно-частотную характеристику портала. Обеспечивается возможность производительного прерывистого фрезерования на станке во всем диапазоне частот силы резания (до 70 Гц). Срывы процесса резания в автоколебания блокируются даже при работе непосредственно на резонансных частотах портала.

7. Полное бетонирование высоких фиксированных порталов станков следует признать допустимым, эффективным приемом и рекомендовать для практики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган; пер. с англ. М.: Мир, 1986. 312 с.
2. Кирайт, Ю. Н. Продукция УП «МЗОР» / Ю. Н. Кирайт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: Междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7–8 апр. 2010 г. Минск: Бизнес-офсет, 2010. С. 91–92.
3. Козловский, Н. А. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Н. А. Козловский, М. П. Зайкин. Минск: Наука и техника, 1986. 135 с.
4. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. 2011. № 3 (46). С. 15–28.
5. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В. И. Туромша, [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Промышленность. Прикладные науки. 2011. № 11. С. 104–112.
6. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. В: Промышленность. Прикладные науки. 2013. № 3. С. 38–48.

7. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар [и др.] // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. № 11. С. 25–36.
8. Lopez de Lacalle, L. N. Machine Tools for High Performance Machining / L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. London, Springer-Verlag, 2009. 442 p.
9. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
10. Браиловский, М. И. Металлобетонные базовые конструкции металлорежущих станков / М. И. Браиловский, А. Г. Воскобойник, А. А. Воскобойник. Колонна: Воентехиздат, 2010. 76 с.
11. Simon, M. A. Study of Improving Static Rigidity on Machine Tool Structure using Concrete Component / M. A. Simon, L. Grama, M. Ganea // The 6th Edition of the Interdisciplinarity in Engineering International Conference “Petru Maior” University of Tîrgu Mureş, Romania, 2012. P. 26–29.
12. Khurmij, R. S. Machine Design / R. S. Khurmij, K. Gupta. Ram Nagar, New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT), 2005. 1251 p.
13. МКЭ-анализ влияния конструктивных вариантов портала на динамику портального станка / С. С. Довнар [и др.] // Машиностроение. 2015. № 29. С. 14–22.
14. Stability Prediction for Milling. / J. Gradisek [et al.] // International Journal of Machine Tools and Manufacture 2005. Vol. 45, No 7–8. P. 769–781.
15. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. 2004. № 6. С. 35–37.
- Block Rigidity for Peripheral Milling Machine with Traveling Gantry. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Promyshlennost. Prikladnye Nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied Sciences]. (11), 104–112 (in Russian).
6. Turomsha V. I., Tumi El-Mabruk Abuzhafer Ali, Kovaleva I. L., Dovnar S. S., Shumskii I. I. (2013) Modal Analysis of Gantry for Gantry-Type Heavy Peripheral Milling Machine. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Promyshlennost. Prikladnye Nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied Sciences], (3), 38–48 (in Russian).
7. Dovnar S. S., Iakimovich A. M., Kovaleva I. L., Shumskii I. I. (2014) Harmonic Analysis of Gantries for Heavy Gantry-Type Heavy Peripheral Milling Machine with the Help of FEM. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Promyshlennost. Prikladnye Nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied Sciences], (11), 25–36 (in Russian).
8. Lopez de Lacalle L. N., Lamikiz A. (2009) *Machine Tools for High Performance Machining*. London, Springer-Verlag, 442.
9. Kudinov V. A. (1967) *Dynamics of Machine Tools*. Moscow, Mashinostroenie. 359 (in Russian)..
10. Brailovsky M. I., Voskoboynick A. G., Voskoboynick A. A. (2010) *Metal-Concrete Basic Structures of Metal-Cutting Machine Tools*. Kolomna: Publishing House “Voentekhizdat”. 76 (in Russian).
11. Simon M. A., Grama L., Ganea M. (2012) Study of Improving Static Rigidity on Machine Tool Structure Using Concrete Componen. *The 6th Edition of the Interdisciplinarity in Engineering International Conference “Petru Maior”*. University of Tîrgu Mureş, Romania, 26–29.
12. Khurmij R. S., Gupta K. (2005) *Machine Design*. Ram Nagar, New Delhi: Eurasia Publishing House. 1251.
13. Dovnar S. S., Sokorov I. O., Truskovskij A. S., Shumskii I. I., Karbanjuk I. A. (2015) FEM-Analysis of Gantry Constructive Variants on Dynamics of Portal-Frame Machine. *Mashinostroenie: Respublikanskij Mezhdunarodnyy Sbornik Nauchnyh Trudov* [Mechanical Engineering: Republican Interdepartmental Collection of Scientific Papers], 29, 14–22 (in Russian).
14. Gradisek J., Kalveram M., Insperger T., Weinert K., Stépán G., Govekar E., Grabec I. (2005) Stability Prediction for Milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (7–8), 769–781. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2004.11.015.
15. Kunets G. (2004) High-Speed Machining and Conventional Technological Basis: Overcoming Incompatibility. *Mit Tekniki i Tekhnologii* [World of Technique and Technology], (6), 35–37 (in Russian).

Поступила 30.11.2015

Подписана в печать 29.01.2016

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Zenkevich O., Morgan K. (1983) Finite Elements and Approximation. New York, John Wiley & Sons. 328 (Russ. ed.: Zenkevich O., Morgan K. (1986) *Konechnye Elementy i Approksimatsiya*. Moscow, Mir. 312).
2. Kiraydt Yu. N. (2010) JSC “MZOR” Products. *Mashinostroenie-2010: Tekhnologii – Oborudovanie – Instrument – Kachestvo: Mezhdunar. Nauch.-Tekhn. Konf.* [Mechanical Engineering-2010: Technologies – Equipment – Tools – Quality: International Scientific-Research Conference]. Minsk, Biznesofset, 91–92 (in Russian).
3. Kozlovsky N. A., Zaykin M. P. (1986) *Rigidity and Vibration Resistance of Heavy Milling Machines*. Minsk: Nauka i Tekhnika. 135 (in Russian).
4. Turomsha V. I., Dovnar S. S., Tumi El-Mabruk Abuzhafer Ali, Truskovskii A. S. (2011) Analysis of Traveling Gantry Rigidity for Gantry-Type Peripheral Milling Machine. *Vestn. Gomelskogo Gos. Tekhn. Un-ta Imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin of Gomel State Technical University Named After P. O. Sukhoi], 3 (46), 15–28 (in Russian).
5. Turomsha V. I., Dovnar S. S., Tumi El-Mabruk Abuzhafer Ali, Truskovskii A. S. (2011) Improvement of Slipper

Received: 30.11.2015

Accepted: 29.01.2016

Published online: 24.05.2016

Способ определения центра вращения вибрирующего объекта

Канд. техн. наук, доц. И. П. Кавриго¹⁾, магистр И. А. Осадчий¹⁾

¹⁾Военная академия Республики Беларусь (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Для вибродиагностики объектов в промышленности широкое применение находят линейные пьезоэлектрические датчики, вихрековые преобразователи и другие контрольно-измерительные устройства. Способы измерения угловых и линейных колебаний, основанные на использовании таких датчиков, не дают возможности оценки центра вращения либо вершины угла поворота объекта. При вращении ротора могут возникать паразитные колебания, которые в ряде случаев являются следствием дисбаланса. Известные способы измерения угловых и линейных колебаний позволяют обнаружить это явление, но не дают информации для выполнения балансировки данного объекта. Поэтому в статье описывается способ получения мгновенного центра вращения вибрирующего объекта. Это позволяет повысить информативность измерений за счет получения дополнительных данных о положении центра вращения объекта. Такая информация может быть использована для балансировки объекта контроля. Суть данного способа показана на примере пьезоэлектрических датчиков линейных колебаний. На исследуемом объекте закрепляют два трехосевых датчика. Затем выходные сигналы датчиков пересчитывают в угловые колебания объекта (для этого необходимо знать расстояние между датчиками). Далее определяют положения проекций центра вращения объекта в трех ортогональных плоскостях. Мгновенный центр вращения рассчитывают относительно положения одного из датчиков. Рассмотренный способ позволяет одной системой линейных датчиков получить информацию о линейных и угловых колебаниях, а также о положении центра вращения вибрирующего объекта. За счет увеличения количества определяемых параметров перемещения объектов расширяются возможности их диагностики. Также способ позволяет сократить материальные и временные затраты на измерение угловой составляющей колебаний.

Ключевые слова: центр вращения, вибрирующий объект, пьезоэлектрический датчик, вибродиагностика, угловая составляющая колебаний

Для цитирования: Кавриго, И. П. Способ определения центра вращения вибрирующего объекта / И. П. Кавриго, И. А. Осадчий // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 242–246

Method for Determination of Rotation Center in Vibrating Object

I. P. Kauryyha¹⁾, I. A. Asadchy¹⁾

¹⁾Military Academy of the Republic of Belarus (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. Linear piezoelectric gauges, eddy current transducers and other control and measuring devices have been widely applied for vibration diagnostics of objects in industry. Methods based on such gauges and used for measuring angular and linear vibrations do not provide the possibility to assess a rotation center or point angle of an object. Parasitic oscillations may occur during rotor rotation and in some cases the oscillations are caused by dis-balance. The known methods for measuring angular and linear vibrations make it possible to detect the phenomenon and they do not provide information for balancing of the given object. For this very reason the paper describes a method for obtaining instantaneous rotation center in the vibrating object. It allows to improve informational content of the measurements owing to obtaining additional data on position of object rotation center. The obtained data can be used for balancing of a control object. Essence of the given method is shown

Адрес для переписки

Кавриго Игорь Павлович
Военная академия Республики Беларусь
просп. Независимости, 220,
220057, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 287-49-22
uovarb@tut.by

Address for correspondence

Kauryyha Igor P.
Military Academy of the Republic of Belarus
220 Nezavisimosty Ave.,
220057, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 287-49-22
uovarb@tut.by

by an example of piezoelectric gauges of linear vibrations. Two three-axial gauges are fixed to the investigated object. Then gauge output signals are recalculated in angular vibrations of the object (for this purpose it is necessary to know a distance between gauges). Further projection positions of the object rotation center are determined on three orthogonal planes. Instantaneous rotation center is calculated according to the position of one of the gauges. The proposed method permits to obtain data on linear and angular vibrations and rotation center position of the vibrating object using one system of linear gauge. Possibilities of object diagnostics are expanded due to increase in number of determined parameters pertaining to object moving. The method also makes it possible to reduce material and time expenses for measurement of an angular vibration component.

Keywords: rotation center, vibrating object, piezoelectric gauge, vibration diagnostics, angular vibration component

For citation: Kaurya I. P., Asadchy I. A. (2016) Method for Determination of Rotation Center in Vibrating Object. *Science & Technique*. 15 (3), 242–246 (in Russian)

Для вибродиагностики объектов промышленности широкое применение находят линейные пьезоэлектрические датчики, вихретоковые преобразователи и др. Реализованные с их использованием способы измерения угловых и линейных колебаний не дают возможности оценки центра вращения (либо вершины угла поворота) объекта. При вращении ротора (или вала) могут возникать паразитные колебания, которые в ряде случаев являются следствием дисбаланса. Указанные способы измерения угловых и линейных колебаний позволяют обнаружить это явление, но не предоставляют информации для выполнения балансировки. В свою очередь, наличие такой информации даст возможность уменьшить время поиска причин дисбаланса, а в ряде случаев – принять меры к их устранению. Поэтому авторы предлагают способ одновременного получения информации о линейных и угловых колебаниях объекта, а также о положении его мгновенного центра вращения.

Частично эта задача решается способом определения параметров колебаний вращающегося ротора [1, 2], согласно которому частота, амплитуда и вид колебаний определяются из частотного спектра датчика. Например, для датчика оборотов – по значениям боковых полос, вызванных модуляцией основного сигнала частотой колебаний ротора. Способ характеризуется упрощенной технологией определения амплитуд и вида колебаний ротора центрифуги и обеспечивает повышенную чувствительность измерений. Недостатком способа является невозможность определения центра вращения исследуемого объекта. Также известен метод измерения многомерных перемещений и обнаружения колебаний торцов лопаток ротора турбомшины, описанный в [3]. Сущность способа заключается в раздельном измерении смещений торцов лопаток в радиальном и осевом направлениях и в направлении вращения ротора, а также в обнаружении низкочастотных колебаний лопаток ротора турбомшины

с помощью трех одновитковых вихретоковых преобразователей, расположенных на статоре турбомшины. Недостатками способа являются невозможность определения центра вращения исследуемого объекта, низкая помехозащищенность вихретоковых преобразователей, а также возможность измерения параметров вибраций только на объектах с металлической поверхностью.

Суть способа, предложенного авторами, основана на использовании пьезоэлектрических датчиков линейных колебаний. В [4] показана возможность получения данной информации в плоскости на примере двухосевых пьезодатчиков. Однако в [4] не приводятся выражения для расчета величины угла поворота и положения центра вращения объекта. При этом оценка величины угла поворота рассматривается для частного случая перемещения объекта. Это дает основание полагать необходимым глубже исследовать данный вопрос. Рассмотрим наиболее общий случай, представленный на рис. 1. На исследуемом объекте закрепляли два трехосевых пьезоэлектрических датчика линейных колебаний, главные оси которых находились попарно в одной из трех ортогональных плоскостей.

Объект, обладающий свойствами абсолютно твердого тела, совершает угловое перемещение с центром вращения, расположенным вне линии установки датчиков. Тогда по известному расстоянию между датчиками VD_1 и VD_2 по амплитудам линейных перемещений объекта Δx_1 , Δx_2 , Δy_1 , Δy_2 , Δz_1 , Δz_2 можно определить угловые колебания ψ по формулам:

- в плоскости XOY

$$\psi_{XOY} = \arctg \left(\frac{\Delta x_1 - \Delta x_2}{l - \Delta y_1 - \Delta y_2} \right); \quad (1)$$

- в плоскости XOZ

$$\psi_{XOZ} = \arctg \left(\frac{\Delta z_1 - \Delta z_2}{\Delta x_1 - \Delta x_2} \right); \quad (2)$$

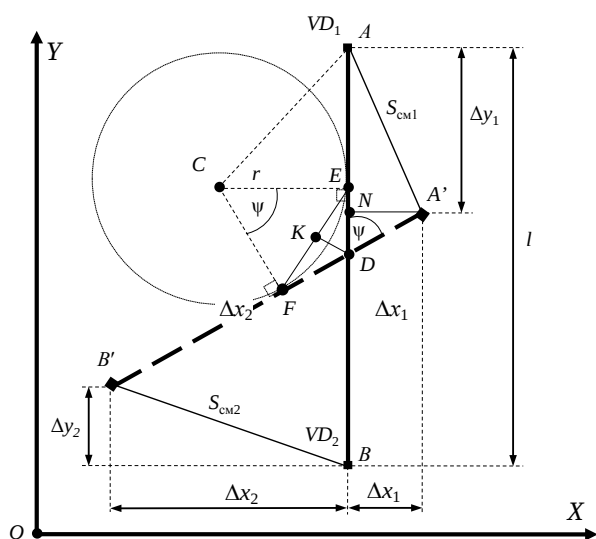


Рис. 1. Колебания жесткого стержня в плоскости XOY

Fig. 1. Vibrations of rigid rod on plane XOY

• в плоскости ZOY

$$\psi_{ZOY} = \arctg\left(\frac{\Delta y_1 - \Delta y_2}{l - \Delta z_1 - \Delta z_2}\right). \quad (3)$$

Выражения (1)–(3) описывают угловые смещения объекта в соответствующей плоскости и справедливы для угловых колебаний, меньших $\pi/2$. В случае угловых колебаний объекта, больших $\pi/2$, возникает неоднозначность их определения. Линейные перемещения в (1)–(3) выражаются через выходные сигналы датчиков. В [5] показано, что выходной сигнал вибродатчика изменяется по закону

$$I(t) = K_n I_s \sin(\omega t + \varphi), \quad (4)$$

где K_n – коэффициент передачи, определяемый чувствительностью датчика к измеряемому параметру (смещение, скорость, ускорение); I – максимальная амплитуда сигнала датчика; ω – круговая частота сигнала, соответствующая частоте вибрации тела; φ – начальная фаза сигнала.

В рассматриваемом случае перемещение первого датчика относительно оси OX будет определять выражение

$$\Delta = \frac{I_x T^2}{2K_n \cos\left(\frac{2\pi}{T}\right)}, \quad (5)$$

где I_x – выходной сигнал датчика виброускорений; T – период колебания.

Покажем, что выражение (4) справедливо. Перемещение жесткого стержня в плоскости XOY и соответствующая ему амплитуда выходного сигнала пьезодатчика показаны на рис. 2. Стержень с закрепленным на нем пьезоэлектрическим датчиком совершает линейное колебание параллельно оси OX на величину Δx .

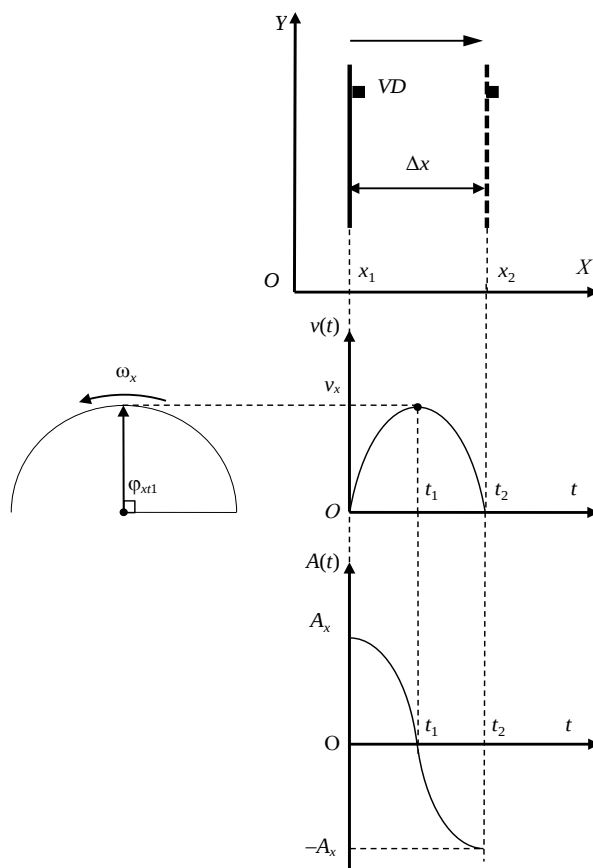


Рис. 2. Принцип формирования выходного сигнала пьезодатчика

Fig. 2. Formation principle of output signal for piezoelectric gauge

В средней части рис. 2 показана зависимость скорости перемещения стержня от времени. Изменение скорости обусловлено инерционностью стержня. Величина скорости зависит от времени t и круговой частоты ω , которая соответствует частоте вибрации объекта. При этом скорость его перемещения можно описать выражением

$$v_x(t) = v_x \sin(\omega t),$$

где v_x – максимальное значение скорости (момент времени t_1 на рис. 2).

Характер изменения ускорения стержня показан в нижней части рис. 2. В момент време-

ни t_1 ускорение $A_{x1} = 0$, а затем к моменту времени t_2 уменьшается до величины $(-A_x)$. Такое изменение ускорения связано со снижением скорости перемещения объекта за счет эффекта торможения. Ускорение объекта можно описать выражением

$$A_x(t) = A_x \cos(\omega t).$$

Учитывая последнее уравнение, запишем выходной сигнал пьезодатчика

$$I_x(t) = K_{пх} A_x \cos(\omega t),$$

где $K_{пх}$ – коэффициент передачи, определяемый чувствительностью датчика к измеряемому параметру (к ускорению); A_x – максимальное ускорение стержня.

Ускорение объекта через скорость определяется уравнением

$$A_x = \frac{v_x}{T},$$

где T – период колебания стержня, т. е. время, за которое пластина пройдет расстояние $2\Delta x$.

Учитывая, что $v_x = 2\Delta x/T$ и выражение (5), получим

$$A_x = \frac{2\Delta x}{T^2} \sin(\omega t). \quad (6)$$

Поскольку A_x – это максимальное ускорение стержня, то (6) можно переписать в виде

$$A_x = \frac{2\Delta x}{T^2}.$$

Круговая частота ω в общем случае равна $2\pi f$, где f – величина, обратная периоду колебания стержня. Тогда с учетом последнего выражения выходной сигнал пьезодатчика можно записать следующим образом:

$$I_x(t) = \frac{2K_{пх}\Delta x}{T^2} \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right). \quad (7)$$

Выражая из (7) перемещение Δx и учитывая (5), угловое смещение ψ_{XOY} объекта в плоскости XOY можно рассчитать по формуле

$$\psi_{XOY} = \arctg \left[\frac{1}{2K_{пх} \cos(\omega t)} \times \left(I - \frac{T^4 (I_{x1}(t) - I_{x2}(t)) (I_{y1}(t) - I_{y2}(t))}{2K_{пх} \cos(\omega t)} \right) \right].$$

Угловые смещения в плоскостях XOZ и ZOY определяют по аналогии.

Траектория перемещения вибрирующего абсолютно твердого тела в пространстве при гармонических воздействиях на него будет описываться эллипсоидом вращения. Для определения мгновенных центров вращения такого объекта находят положение проекций мгновенного центра вращения вибрирующего объекта в плоскостях XOY , XOZ и ZOY относительно положения одного из датчиков. Такая возможность является следствием из теоремы Эйлера: произвольное движение закрепленного в точке твердого тела в каждый момент времени может быть представлено как движение некоторой точки и вращение тела с мгновенной угловой скоростью, проходящее через эту точку [2].

Для датчика, расположенного в точке A , центр вращения будет определяться величинами Δx_1 и Δy_1 , а для датчика, расположенного в точке B , – величинами Δx_2 и Δy_2 , которые рассчитываются по формулам:

$$\Delta x_1 = r_1 \sin \alpha; \quad \Delta x_2 = r_2 \sin \beta;$$

$$\Delta y_1 = \frac{r_1^2 + l^2 - r_2^2}{2l}; \quad \Delta y_2 = \frac{l^2 + r_2^2 - r_1^2}{2l},$$

где $r_1 = v_1/\omega$, $r_2 = v_2/\omega$ – радиусы проекций мгновенного центра вращения (МЦВ) до соответствующих датчиков; $\alpha = \angle CA'B' = \arccos((r_A^2 + l^2 - r_B^2)/2lr_A)$; $\beta = \angle CB'A' = \arccos((l^2 + r_B^2 - r_A^2)/2lr_B)$.

Из сказанного выше следует, что определение угловых составляющих колебаний и мгновенного центра вращения тела возможно с помощью линейных вибродатчиков. Применение в предложенном способе двух датчиков обусловлено возможностью определения угловых колебаний объектов через линейные только при известных фазовых соотношениях последних.

Для определения МЦВ в пространстве достаточно двух пьезоэлектрических трехосевых датчиков линейных колебаний, имеющих различные по знаку уровни выходных сигналов для соответствующих направлений перемещений. Очевидно, что погрешность предложенного способа зависит от поперечной чувствительности каждой компоненты датчиков, от качества их калибровки и подбора, способа интегрирования выходных сигналов.

Практическая ценность предложенного способа заключается в расширении возможностей технической диагностики за счет увеличения количества определяемых параметров перемещений объекта. Необходимость разработки подобных методов обоснована текущим состоянием и тенденциями развития систем вибраци-

онного контроля [6–9]. Использование данного способа ведет к сокращению материальных и временных затрат на изменение угловой составляющей колебаний. Применение метода возможно, прежде всего, на объектах с низкими частотами и большими амплитудами виброколебаний, а также для систем слежения и наблюдения, центровки и балансировки, решения научно-исследовательских задач, технической диагностики. К таким объектам относятся машины и механизмы, сконструированные с учетом малых зазоров между отдельными элементами и деталями. Поскольку смещение также часто служит параметром при балансировке вращающихся элементов, применение предложенного способа расширяет возможности их диагностирования. Как правило, наибольшие смещения балансируемой детали наблюдаются на частоте вращения [10].

ВЫВОД

Анализ амплитудно-фазовых соотношений выходных сигналов пьезоэлектрических датчиков позволяет получить дополнительную информацию об угловой вибрации объекта и о положении его мгновенного центра вращения. Использование предложенного способа расширяет возможности диагностики рассмотренных объектов за счет увеличения количества измеряемых параметров вибрации. Также это повышает производительность средств вибродиагностики за счет одновременного определения параметров и линейной, и угловой вибраций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Измерение колебаний в твердых телах путем непосредственного контакта с детектором: пат. 2382990 РФ: МПК G01H1/00 / А. А. Сперанский, К. Л. Захаров, А. А. Цернант, Л. С. Орбачевский, О. В. Морозов; дата публ.: 27.02.2012.
2. Трехкомпонентный пьезоэлектрический виброакселерометр с одним чувствительным элементом: пат. 2061242 РФ: МПК G01P15/08; G01H1/00 / И. Б. Кобяков; дата публ.: 27.05.1996.
3. Способ измерения многомерных перемещений и обнаружения колебаний торцов лопаток ротора турбомашин: пат. 2272990 РФ; МПК G01B7/14 / С. Ю. Боровик, Б. К. Райков, Ю. Н. Секисов, О. П. Скобелев, В. В. Тулупова; дата публ.: 27.03.2006.
4. Оценка угловых колебаний объектов вибродиагностики / Л. Х. Артеменко [и др.] // Вестник Воен. акад. Респ. Беларусь. 2011. № 2. С. 90–95.
5. Марк, С. Справочник по пьезоэлектрическим акселерометрам и предусилителям / С. Марк, Р. Л. Торбен. Дания: Глоструп, 1987. 187 с.

6. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. М.: Наука, 1981. С. 219.
7. Тараканов, В. М. Системы непрерывного контроля вибрации производства ООО «Диамех-2000» / В. М. Тараканов, О. Б. Скворцов, А. Е. Сушко // Вибрационная диагностика. 2006. № 2. С. 15–21.
8. Скворцов, О. Б. Современные тенденции развития стационарных систем контроля вибрации / О. Б. Скворцов // Вибрационная диагностика. 2006. № 2. С. 10–14.
9. Урьев, Е. В. Стационарные системы вибрационного контроля. Их роль в создании современных систем диагностики / Е. В. Урьев // Вибрационная диагностика. 2006. № 2. С. 24–26.
10. Измерение и анализ механических колебаний. М.: Московский Технический Центр компании «Брюль и Кьер», 1989. 39 с.

Поступила 16.02.2015

Подписана в печать 27.04.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Speranskii A. A., Zakharov K. L., Tsernant A. A., Orbachevskii L. S., Morozov O. V. (2012) Measuring Vibrations in Solids by Means of Direct Contact with the Detector. Patent of Russian Federation No 2382990 (in Russian).
2. Kobakov I. B. (1996) The Three-Component Piezoelectric Vibration Accelerometer with one Sensor. Patent of Russian Federation No 2061242 (in Russian).
3. Borovik S. Yu., Raikov B. K., Sekisov Yu. N., Skobelev O. P., Tulupova V. V. (2006) A Method for Measuring Multidimensional Movements and Detect Vibrations Ends Turbomachine Rotor Blades. Patent of Russian Federation No 2272990 (in Russian).
4. Artemenko L. Kh., Gladeichuk V. V., Asadchy I. A., Skripnik V. M. (2011) Evaluation of Angular Oscillations in Objects of Vibration-Based Diagnostics. *Vestnik Voennoi Akademii Respubliki Belarus* [Bulletin of Military Academy of the Republic of Belarus], (2), 90–95 (in Russian).
5. Mark S., Torben R. L. (1987) *Reference Guide on Piezoelectric Accelerometer and Preamplifier*. Denmark, Glostrup. 187 (in Russian).
6. Bronstein I. N., Semendyaev K. A. (1981) *Reference Guide on Mathematics*. Moscow, Nauka. 219 (in Russian).
7. Tarakanov V. M., Skvortsov O. B., Sushko A. E. (2006) Systems of Continuous Vibration Control Manufactured by OJC "Diamech-2000". *Vibratsionnaya Diagnostika* [Vibration Diagnostics], (2), 15–21 (in Russian).
8. Skvortsov O. B. (2006) Modern Tendencies in Development of Stationary Vibration Control Systems. *Vibratsionnaya Diagnostika* [Vibration Diagnostics], (2), 10–14 (in Russian).
9. Uriev E. V. (2006) Stationary Vibration Control Systems. their Role in Creation of Modern Diagnostics Systems. *Vibratsionnaya Diagnostika* [Vibration Diagnostics], (2), 24–26 (in Russian).
10. *Measurement and Analysis of Mechanical Vibrations*. Moscow, Moscow Technical Center of "Brüel & Kjær" Company, 1989. 39 (in Russian)

Received: 16.02.2015

Accepted: 27.04.2015

Published online: 24.05.2016

DOI: 10.21122/2227-1031-2016-15-3-247–260

УДК 539.21

Задача о расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного единичным двойником в зерне различной формы

Асп. Т. В. Дробышевская¹⁾, канд. физ.-мат. наук, доц. О. М. Остриков¹⁾

¹⁾Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого (Гомель, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2016
Belarusian National Technical University, 2016

Реферат. Изучено напряженно-деформированное состояние в зерне поликристалла, обусловленное наличием в его теле единичного микродвойника в случае различной формы зеренных границ. Разработана методика расчета полей смещений и напряжений для указанного напряженно-деформированного состояния для зерна в форме многоугольника. Выявлены узловые точки в зерне поликристалла, имеющие максимальные напряжения, способствующие зарождению разрушения. Целью данной работы стало изучение напряженно-деформированного состояния, обусловленного единичным микродвойником в зерне поликристалла и формой зеренных границ. Рассмотрены зерна поликристалла, имеющие форму правильного многоугольника и содержащие в своем теле единичный клиновидный двойник. Границы зерен поликристалла представлены в виде стенок полных дислокаций. Рассматриваемые зерна расположены вдали от поверхности двойникового материала. Разработанная методика расчета смещений и напряжений, создаваемых клиновидным двойником, основана на использовании принципа суперпозиции. Расчеты компонент тензора напряжений проведены для железа (Fe). Представленные результаты расчета полей напряжений указывают на правомерность использованной дислокационной модели. На полученных распределениях полей напряжений четко просматриваются как двойниковые, так и зеренные границы, являющиеся концентраторами напряжений. Максимальные нормальные напряжения наблюдаются на двойниковых границах; максимальные скалывающие напряжения σ_{xy} локализованы в узловых точках двойника; скалывающие напряжения σ_{zy} и σ_{xz} максимальны на зеренных границах. В результате проведенного исследования изучено напряженно-деформированное состояние, обусловленное единичным клиновидным микродвойником в зерне поликристалла и формой зеренных границ. Выявлены области концентрации напряжений в зерне поликристалла при наличии остаточного механического клиновидного двойника. Разработан метод оценки данного состояния.

Ключевые слова: дислокационная модель, зеренные границы, двойникование, технология прогнозирования, детали машин, локация напряжений, двумерные дефекты, кристаллическая решетка

Для цитирования: Дробышевская, Т. В. Задача о расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного единичным двойником в зерне различной формы / Т. В. Дробышевская, О. М. Остриков // *Наука и техника*. 2016. Т. 15, № 3. С. 247–260

Method for Calculation of Stress-Strain State due to Single Twin in Grain of Various Forms

T. V. Drabysheuskaya¹⁾, O. M. Ostrikov¹⁾

¹⁾P. O. Sukhoi State Technical University of Gomel (Gomel, Republic of Belarus)

Abstract. The paper investigates a stress-strain state in a polycrystalline grain due to presence in its body of a single micro-twin in case of various grain boundary forms. A methodology for calculation of displacement and stress fields for the specified stress-strain state of a polygon-shaped grain has been developed in the paper. Nodal points in a polycrystalline grain that have a maximum stresses contributing to initiation of destruction have been revealed in the paper. The aim of this work has

Адрес для переписки

Остриков Олег Михайлович
Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого
просп. Октября, 48,
246746, г. Гомель, Республика Беларусь
Тел.: +375 232 40-17-53
omostrikov@mail.ru

Address for correspondence

Ostrikov Oleg M.
P. O. Sukhoi State Technical University
of Gomel
48 Oktyabrya Ave.,
246746, Gomel, Republic of Belarus
Tel.: +375 232 40-17-53
omostrikov@mail.ru

been to study the stress-strain state due to a single micro-twin in the polycrystalline grain and form of grain boundaries. The paper describes polycrystalline grains having a regular polygon shape and containing a single wedge twin in their body. Polycrystalline grain boundaries are presented as walls with complete dislocation. The investigated grains are located far from the surface of twinning material. The developed methodology for calculation of displacement and stresses created by wedge twin is based on the principle of superposition. Calculations on stress tensor components have been carried out for iron (Fe). The presented results of calculations for stress fields have indicated to validity of the used dislocation model. Twin and grain boundaries being stress concentrators are clearly visible on the obtained distributions of stress fields. Maximum normal stresses are observed on the twin boundaries; σ_{xy} maximum shear stresses are located at nodal points of the twin; σ_{zy} and σ_{xz} shear stresses are maximum on the grain boundaries. The conducted investigations have resulted in study of the stress-strain state due to a single wedge-shaped micro-twin in the polycrystalline grain and form of the grain boundaries. Zones of stress concentration in the polycrystalline grain have been identified in the presence of residual mechanical wedge twin. A method for evaluation of the given state has been developed in the paper.

Keywords: dislocation model, grain boundaries, twinning, forecasting technology, machine parts, stress location, two-dimensional defects, crystal lattice

For citation: Drabysheuskaya T. V., Ostrikov O. M. (2016) Method for Calculation of Stress-Strain State due to Single Twin in Grain of Various Forms. *Science & Technique*. 15 (3), 247–260 (in Russian)

Введение

В связи с повышением требований современного потребителя к уровню качества и долговечности изделий машиностроения важной является разработка методик по прогнозированию и предотвращению связанного с двойникованием разрушения деталей машин. Соответственно важным представляется решение задачи о расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного единичным двойником в зерне поликристалла [1, 2]. При решении данной задачи важно учитывать не только напряжения, обусловленные наличием двойника в зерне, но и напряжения, возникающие на зеренных границах. Это объясняется тем, что границы являются основным дефектом в металлах; строение границы способствует скоплению у нее дислокаций, так как при переходе через границу ни плоскость скольжения, ни вектор Бюргерса не сохраняются неизменными [1–7].

Постановка задачи

Рассмотрим зерна поликристалла различной формы (правильные пятиугольник, шестиугольник и семиугольник), находящиеся вдали от поверхности двойнивающегося материала. Границы зерна поликристалла смоделируем в виде стенок полных дислокаций (рис. 1).

В теле зерна разместим единичный клиновидный двойник. Такие двойники обычно зарождаются у концентратора напряжений, который в рассматриваемом случае находится в точке O (рис. 1), на границе зерна. В решении поставленной задачи учтем напряжения.

создаваемые самим двойником, а также напряжения на границах зерна. При этом не будем учитывать напряжения, создаваемые концентратором напряжений, а также напряжения, обусловленные другими зернами поликристалла, так как все это приведет к громоздкости решения.

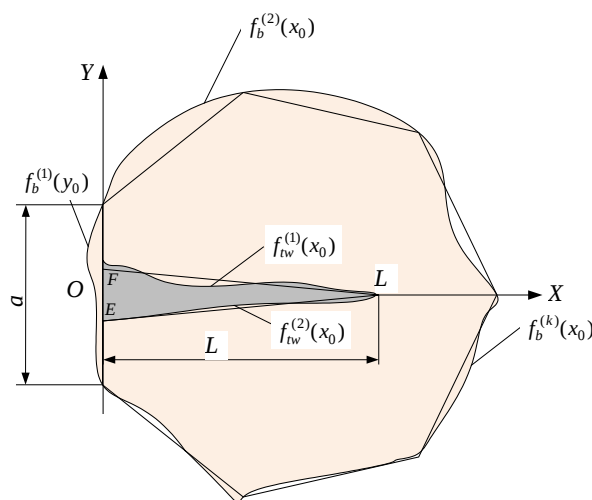


Рис. 1. Схематическое изображение зерна поликристалла
и клиновидного двойника в нем

Fig. 1. Schematic representation of polycrystalline grain and wedge twin in it

Равновесие рассматриваемой системы может обеспечиваться большими силами сопротивления движению двойникующих дислокаций и границ зерна, возникающих вследствие взаимодействия этих дефектов с, например, сидячими дислокациями. При этом следует отметить, что изучение вопросов равновесия в рассматриваемой системе не является целью исследования.

В общем случае в плоскости XOY форма границ зерна описывается функциями $f_b^{(1)}(y_0)$, $f_b^{(2)}(x_0)$, ..., $f_b^{(n)}(x_0)$, где n – количество зеренных границ; а форма границ клиновидного двойника – функциями $f_{tw}^{(1)}(x_0)$ и $f_{tw}^{(2)}(x_0)$ (рис. 1) [1, 3]. Примем, что дислокации на каждой из рассматриваемых границ параллельны друг другу и оси OZ , перпендикулярной плоскости рис. 1. Плотность полных дислокаций на границах зерна равна $\rho_b^{(1)}$, $\rho_b^{(2)}$, ..., $\rho_b^{(n)}$ соответственно. Плотность двойнивающих дислокаций на границах клиновидного двойника – $\rho_{tw}^{(1)}$, $\rho_{tw}^{(2)}$. Тогда смещения и напряжения, создаваемые рассматриваемым клиновидным двойником с учетом смещений на границах зерна, в соответствии с принципом суперпозиции [1] могут быть определены по формуле

$$\begin{pmatrix} u_i \\ \sigma_{ij} \end{pmatrix} = \sum_{m=1}^2 \begin{pmatrix} (u_i^{(m)})_{tw} \\ (\sigma_{ij}^{(m)})_{tw} \end{pmatrix} (x, y) + \sum_{k=1}^n \begin{pmatrix} (u_i^{(k)})_b \\ (\sigma_{ij}^{(k)})_b \end{pmatrix} (x, y), \quad (1)$$

где m – номер двойниковой границы; k – номер зеренной границы; i, j принимают значения x, y или z ; $(u_i^{(m)})_{tw}(x, y)$ – смещения, создаваемые двойниковыми границами; $(u_i^{(k)})_b(x, y)$ – то же, создаваемые зеренными границами; $(\sigma_{ij}^{(m)})_{tw}(x, y)$ – напряжения, создаваемые двойниковыми границами; $(\sigma_{ij}^{(k)})_b(x, y)$ – то же, создаваемые границами зерен.

Смещения и напряжения определяются с помощью криволинейных интегралов вдоль профилей соответствующих границ:

$$\begin{pmatrix} (u_i^{(m)})_{tw} \\ (\sigma_{ij}^{(m)})_{tw} \end{pmatrix} = \int \rho_{tw}^{(m)} \begin{pmatrix} (u_i^{(m,0)})_{tw} \\ (\sigma_{ij}^{(m,0)})_{tw} \end{pmatrix} (x, y) ds; \quad (2)$$

$$\begin{pmatrix} (u_i^{(k)})_b \\ (\sigma_{ij}^{(k)})_b \end{pmatrix} = \int \rho_b^{(k)} \begin{pmatrix} \sum_j T_{ij} (u_j^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k) \\ \sum_{g,h} T_{ig} T_{jh} (\sigma_{gh}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k) \end{pmatrix} ds, \quad (3)$$

где g, h принимают значения x, y или z ; $(u_i^{(m,0)})_{tw}(x, y)$ и $(\sigma_{ij}^{(m,0)})_{tw}(x, y)$ – смещения и

напряжения, создаваемые отдельными дислокациями на двойниковых границах и определяемые в главной системе координат XYZ (рис. 2); $(u_j^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k)$ и $(\sigma_{gh}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k)$ – то же, создаваемые отдельными дислокациями на зеренных границах и определяемые во вспомогательных системах координат $X'_k Y'_k Z$, повернутых относительно системы координат XYZ (рис. 2); T – матрица преобразования.

В случае поворота правосторонней системы координат вокруг оси Z против часовой стрелки на угол α_k данная матрица принимает вид [7]

$$T = \begin{pmatrix} \cos(\alpha_k) & -\sin(\alpha_k) & 0 \\ \sin(\alpha_k) & \cos(\alpha_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

В соответствии с [3] и с учетом (4) криволинейные интегралы (2) и (3) можно представить в виде следующих определенных интегралов:

$$\begin{pmatrix} (u_i^{(m)})_{tw} \\ (\sigma_{ij}^{(m)})_{tw} \end{pmatrix} = \int_0^L \sqrt{\left(1 + \left(f_{tw}^{(m)}(x_0)\right)'\right)^2} \rho_{tw}^{(m)} \times \begin{pmatrix} (u_i^{(m,0)})_{tw} \\ (\sigma_{ij}^{(m,0)})_{tw} \end{pmatrix} (x, y, x_0) dx_0; \quad (5)$$

$$\begin{pmatrix} (u_x^{(k)})_b \\ (\sigma_{yx}^{(k)})_b \end{pmatrix} (x, y) = \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(x_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)} \times \begin{pmatrix} (u_{x'_k}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k, x'_{k,0}) \cos(\alpha_k) - \\ - (u_{y'_k}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k, x'_{k,0}) \sin(\alpha_k) \end{pmatrix} dx_0; \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} (u_y^{(k)})_b \\ (\sigma_{yy}^{(k)})_b \end{pmatrix} (x, y) = \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(x_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)} \times \begin{pmatrix} (u_{x'_k}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k, x'_{k,0}) \sin(\alpha_k) + \\ + (u_{y'_k}^{(k,0)})_b(x'_k, y'_k, x'_{k,0}) \cos(\alpha_k) \end{pmatrix} dx_0; \quad (7)$$

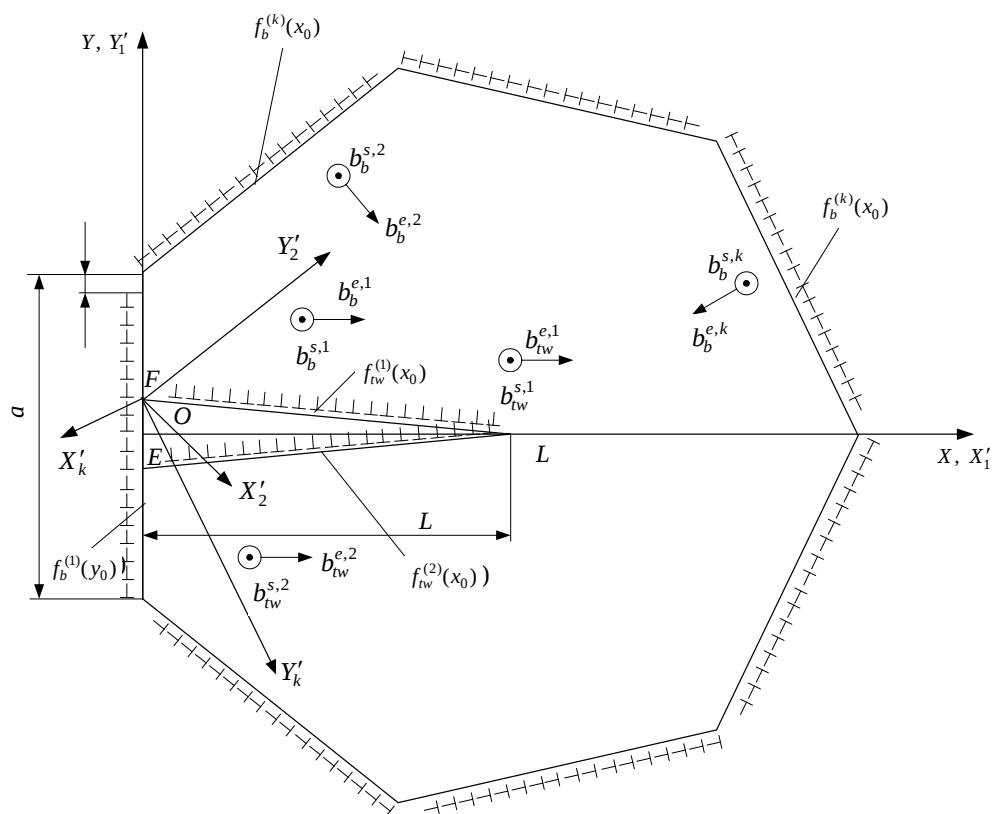


Рис. 2. Схема взаимного расположения дислокаций, компонент вектора Бюргерса и декартовых систем координат для расчета полей напряжений и смещений у клиновидного двойника в теле зерна

Fig. 2. Scheme of mutual arrangement of dislocations and Burgers vector component and Cartesian coordinate system for calculation of stress and displacement fields at wedge-shaped twin in grain body

$$\left(u_z^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(x_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(u_z^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, x'_{k,0}\right) dx_0; \quad (8)$$

$$\left(u_x^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(y_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(u_{x'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, y'_{k,0}\right) \cos(\alpha_k) - \left(u_{y'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, y'_{k,0}\right) \sin(\alpha_k)\right) dy_0; \quad (9)$$

$$\left(u_y^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(y_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(u_{x'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, y'_{k,0}\right) \sin(\alpha_k) + \left(u_{y'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, y'_{k,0}\right) \cos(\alpha_k)\right) dy_0; \quad (10)$$

$$\left(u_z^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(y_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(u_z^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, y'_{k,0}\right) dy_0; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{xx}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(x_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x'_k x'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, x'_{k,0}\right) \cos^2(\alpha_k) + \right. \\ & \left. + \left(\sigma_{y'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, x'_{k,0}\right) \sin^2(\alpha_k) - \left(\sigma_{x'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b\left(x'_k, y'_k, x'_{k,0}\right) \sin(2\alpha_k)\right) dx_0; \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{yy}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(x_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k x_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \sin ^2\left(\alpha_k\right)+\right. \\ & \left.+\left(\sigma_{y_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \cos ^2\left(\alpha_k\right)+\left(\sigma_{x_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \sin \left(2 \alpha_k\right)\right) d x_0 ; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\left(\sigma_{zz}^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(x_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\sigma_{zz}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) d x_0 ; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{xy}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(x_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k x_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \cos \left(\alpha_k\right) \sin \left(\alpha_k\right)-\right. \\ & \left.-\left(\sigma_{y_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \sin \left(\alpha_k\right) \cos \left(\alpha_k\right)+\left(\sigma_{x_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \cos \left(2 \alpha_k\right)\right) d x_0 ; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{xz}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(x_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k z}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \cos \left(\alpha_k\right)-\right. \\ & \left.-\left(\sigma_{y_k z}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \sin \left(\alpha_k\right)\right) d x_0 ; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{yz}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{x_k}^{x_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(x_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k z}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \sin \left(\alpha_k\right)+\right. \\ & \left.+\left(\sigma_{y_k z}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', x_{k, 0}'\right) \cos \left(\alpha_k\right)\right) d x_0 ; \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{xx}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(y_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k x_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \cos ^2\left(\alpha_k\right)+\right. \\ & \left.+\left(\sigma_{y_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \sin ^2\left(\alpha_k\right)-\left(\sigma_{x_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \sin \left(2 \alpha_k\right)\right) d y_0 ; \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{yy}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(y_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k x_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \sin ^2\left(\alpha_k\right)+\right. \\ & \left.+\left(\sigma_{y_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \cos ^2\left(\alpha_k\right)+\left(\sigma_{x_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \sin \left(2 \alpha_k\right)\right) d y_0 ; \end{aligned} \quad (19)$$

$$\left(\sigma_{zz}^{(k)}\right)_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(y_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\sigma_{zz}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) d y_0 ; \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{xy}^{(k)}\right)_b(x, y) = & \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1+\left(f_b^{(k)}\left(y_0\right)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)}\left(\left(\sigma_{x_k x_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \cos \left(\alpha_k\right) \sin \left(\alpha_k\right)-\right. \\ & \left.-\left(\sigma_{y_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \sin \left(\alpha_k\right) \cos \left(\alpha_k\right)+\left(\sigma_{x_k y_k}^{(k, 0)}\right)_b\left(x_k', y_k', y_{k, 0}'\right) \cos \left(2 \alpha_k\right)\right) d y_0 ; \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} (\sigma_{xz}^{(k)})_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(y_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)} \left(\left(\sigma_{x_k z}^{(k,0)} \right)_b(x'_k, y'_k, y'_{k,0}) \cos(\alpha_k) - \right. \\ \left. - \left(\sigma_{y_k z}^{(k,0)} \right)_b(x'_k, y'_k, y'_{k,0}) \sin(\alpha_k) \right) dy_0; \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} (\sigma_{yz}^{(k)})_b(x, y) = \int_{y_k}^{y_{k+1}-\varepsilon} \sqrt{\left(1 + \left(f_b^{(k)}(y_0)\right)'\right)^2} \rho_b^{(k)} \left(\left(\sigma_{x_k z}^{(k,0)} \right)_b(x'_k, y'_k, y'_{k,0}) \sin(\alpha_k) + \right. \\ \left. + \left(\sigma_{y_k z}^{(k,0)} \right)_b(x'_k, y'_k, y'_{k,0}) \cos(\alpha_k) \right) dy_0, \end{aligned} \quad (23)$$

где L – длина двойника, равна длине отрезка OL (рис. 1); α_k – угол поворота системы координат $X'_k Y'_k Z$ относительно XYZ против часовой стрелки вокруг оси Z ; $x_k, x_{k+1}, y_k, y_{k+1}$ – параметры, определяемые конфигурацией зерна (координаты начальной и конечной точек k -й границы зерна); ε – малый параметр порядка межатомного расстояния.

Выбор формулы для расчета смещений и напряжений на зеренных границах зависит от способа задания функции соответствующей границы. В случае задания функции $f(x)$ ис-

пользуются формулы (5)–(8), (12)–(17), в случае $f(y)$ – формулы (9)–(11), (18)–(23).

При расчетах смещений и напряжений будем учитывать представленную на рис. 2 ориентировку винтовой и краевой составляющих векторов Бюргерса. При условии нахождения рассматриваемого зерна вдали от поверхности смещения и напряжения, создаваемых единичными полными и двойникующими дислокациями, расположенными на соответствующей границе, могут быть определены из соотношений [3, 8]:

$$\begin{aligned} (u_x^{(m,0)})_{tw} &= \frac{b_{tw}^e}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \frac{y - f_{tw}^{(m)}(x_0)}{x - x_0} + \frac{(y - f_{tw}^{(m)}(x_0))(x - x_0)}{2(1-\nu) \left((y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 + (x - x_0)^2 \right)} \right]; \\ (u_y^{(m,0)})_{tw} &= -\frac{b_{tw}^e}{2\pi} \left[\frac{1-2\nu}{2\pi} \ln \left((y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 + (x - x_0)^2 \right) + \frac{(x - x_0)^2 - (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2}{4(1-\nu) \left((y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 + (x - x_0)^2 \right)} \right]; \\ (u_z^{(m,0)})_{tw} &= \frac{b_{tw}^s}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y - f_{tw}^{(m)}(x_0)}{x - x_0}; \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} (u_{x_k}^{(k,0)})_b &= \frac{b_b^e}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \frac{y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0})}{x'_k - x'_{k,0}} + \frac{(y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0}))(x'_k - x'_{k,0})}{2(1-\nu) \left((y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0}))^2 + (x'_k - x'_{k,0})^2 \right)} \right]; \\ (u_{y_k}^{(k,0)})_b &= -\frac{b_b^e}{2\pi} \left[\frac{1-2\nu}{2\pi} \ln \left((y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0}))^2 + (x'_k - x'_{k,0})^2 \right) + \frac{(x'_k - x'_{k,0})^2 - (y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0}))^2}{4(1-\nu) \left((y'_k - f_b^{(k)}(x'_{k,0}))^2 + (x'_k - x'_{k,0})^2 \right)} \right]; \end{aligned}$$

$$\left(u_{z_k}^{(k,0)}\right)_b = \frac{b_b^s}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y_k' - f_b^{(k')} (x_k')}{x_k' - x_{k,0}'}; \quad (25)$$

$$\left(u_{x_k}^{(k,0)}\right)_b = \frac{b_b^e}{2\pi} \left[\operatorname{arctg} \frac{y_k' - y_{k,0}'}{x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')} + \frac{\left(x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')\right) (y_k' - y_{k,0}')}{2(1-\nu) \left(\left(x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2 \right)} \right];$$

$$\left(u_{y_k}^{(k,0)}\right)_b = -\frac{b_b^e}{2\pi} \left[\frac{1-2\nu}{2\pi} \ln \left(\left(x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2 \right) + \frac{\left(x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2}{4(1-\nu) \left(\left(x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2 \right)} \right];$$

$$\left(u_z^{(k,0)}\right)_b = \frac{b_b^s}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{y_k' - y_{k,0}'}{x_k' - f_b^{(k')} (y_{k,0}')}; \quad (26)$$

$$\left(\sigma_{xx}^{(m,0)}\right)_{tw} = -\frac{\mu b_{tw}^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_{tw}^{(m)}(x_0)) \left[3(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]}{\left[(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]^2};$$

$$\left(\sigma_{yy}^{(m,0)}\right)_{tw} = \frac{\mu b_{tw}^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{(y - f_{tw}^{(m)}(x_0)) \left[(x - x_0)^2 - (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]}{\left[(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]^2};$$

$$\left(\sigma_{xy}^{(m,0)}\right)_{tw} = \frac{\mu b_{tw}^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{(x - x_0) \left[(x - x_0)^2 - (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]}{\left[(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2 \right]^2};$$

$$\left(\sigma_{zz}^{(m,0)}\right)_{tw} = -\frac{\mu b_{tw}^e \nu}{\pi(1-\nu)} \frac{y - f_{tw}^{(m)}(x_0)}{(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2};$$

$$\left(\sigma_{zx}^{(m,0)}\right)_{tw} = -\frac{\mu b_{tw}^s}{2\pi} \frac{y - f_{tw}^{(m)}(x_0)}{(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2};$$

$$\left(\sigma_{zy}^{(m,0)}\right)_{tw} = \frac{\mu b_{tw}^s}{2\pi} \frac{x - x_0}{(x - x_0)^2 + (y - f_{tw}^{(m)}(x_0))^2}; \quad (27)$$

$$\begin{aligned}
 \left(\sigma_{x'_k x'_k}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right) \left[3\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]^2}; \\
 \left(\sigma_{y'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right) \left[\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 - \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]^2}; \\
 \left(\sigma_{x'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(x'_k - x'_{k,0}\right) \left[\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 - \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2\right]^2}; \\
 \left(\sigma_{zz}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^e \nu}{2\pi(1-\nu)} \frac{y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})}{\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2}; \\
 \left(\sigma_{x'_k z}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^s}{2\pi} \frac{y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})}{\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2}; \\
 \left(\sigma_{y'_k z}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^s}{2\pi} \frac{x'_k - x'_{k,0}}{\left(x'_k - x'_{k,0}\right)^2 + \left(y'_k - f_b^{(k')} (x'_{k,0})\right)^2}; \\
 \left(\sigma_{x'_k x'_k}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(y'_k - y'_{k,0}\right) \left[3\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 + \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 + \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]^2}; \\
 \left(\sigma_{y'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(y'_k - y'_{k,0}\right) \left[\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 - \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 + \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]^2}; \\
 \left(\sigma_{x'_k y'_k}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^e}{2\pi(1-\nu)} \frac{\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right) \left[\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 - \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]}{\left[\left(x'_k - f_b^{(k')} (y'_{k,0})\right)^2 + \left(y'_k - y'_{k,0}\right)^2\right]^2};
 \end{aligned} \tag{28}$$

$$\begin{aligned} \left(\sigma_{z_k z}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^e v}{2\pi(1-v)} \frac{y_k' - y_{k,0}'}{\left(x_k' - f_b^{(k)}(y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2}; \\ \left(\sigma_{x_k z}^{(k,0)}\right)_b &= -\frac{\mu b_b^s}{2\pi} \frac{y_k' - y_{k,0}'}{\left(x_k' - f_b^{(k)}(y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2}; \\ \left(\sigma_{y_k z}^{(k,0)}\right)_b &= \frac{\mu b_b^s}{2\pi} \frac{x_k' - f_b^{(k)}(y_{k,0}')}{\left(x_k' - f_b^{(k)}(y_{k,0}')\right)^2 + (y_k' - y_{k,0}')^2}. \end{aligned} \quad (29)$$

Здесь v – коэффициент Пуассона; μ – модуль сдвига; b_{tw}^e , b_{tw}^s – краевая и винтовая составляющие вектора Бюргера двойнивающей дислокации; b_b^e , b_b^s – модуль вектора Бюргера полной краевой и винтовой дислокаций; $f_b^{(k)}$ – функция, задающая форму k -й зеренной границы; x_k' , y_k' – координаты в системе координат $X_k'Y_k'Z$.

Выбор формул для расчета смещений и напряжений на зеренных границах зависит от способа задания функции соответствующей границы. В случае задания функции $f(x)$ используются формулы (25), (28), в случае $f(y)$ – формулы (26), (29).

Координаты в системах $X_k'Y_k'Z$ определим в соответствии с (4) исходя из следующих зависимостей:

$$x_k' = x \cos(\alpha_k) + y \sin(\alpha_k); \quad (30)$$

$$y_k' = -x \sin(\alpha_k) + y \cos(\alpha_k); \quad (31)$$

$$x_{k,0}' = x_0 \cos(\alpha_k) + y_0 \sin(\alpha_k); \quad (32)$$

$$y_{k,0}' = -x_0 \sin(\alpha_k) + y_0 \cos(\alpha_k). \quad (33)$$

Рассмотрим случай, когда плотности дислокаций на всех зеренных границах постоянны и равны $(\rho_b^{(k)} = C_1)$, так же как и плотности дислокаций на двойниковых границах $(\rho_{tw}^{(m)} = C_2)$. С учетом [5] рассмотрим зерна различной фор-

мы, при этом для упрощения задачи без ущерба общности полученного результата границы зерен примем прямолинейными. Так, в плоскости XOY зерно будет в форме правильного многоугольника, имеющего n границ и вписанного в окружность радиусом R . Расположение системы координат XYZ выбираем таким образом, чтобы ось OY проходила через одну из границ зерна, а начало координат располагалось в точке, являющейся серединой данной границы (рис. 1, 2). Расположения систем координат $X_k'Y_k'Z$ выберем таким образом, чтобы начало координат k -й системы совпадало с началом координат системы XYZ , а ось OY_k' была параллельна k -й границе зерна. В данном случае уравнения границ зерен представим в следующем виде:

$$f_b^{(1)}(y_0) = 0; \quad (34)$$

$$f_b^{(2)}(x_0) = -\frac{a}{2} - \frac{x_0}{\operatorname{tg}(\alpha_k)}; \quad (35)$$

$$\begin{aligned} f_b^{(k)}(x_0) &= f_b^{(k-1)}\left(a\left(\sin(\alpha_2) + \dots + \sin(\alpha_{k-1})\right)\right) - \\ &\quad - \frac{x_0 - a\left(\sin(\alpha_2) + \dots + \sin(\alpha_{k-1})\right)}{\operatorname{tg}(\alpha_k)}, \end{aligned} \quad (36)$$

где a – длина зеренной границы; α_k – угол поворота k -й зеренной границы относительно 1-й.

Длину и угол α определяем следующим образом:

$$a = 2R \sin\left(\frac{\pi}{n}\right); \quad (37)$$

$$\alpha_k = \pi - \frac{\pi(n-2)}{n}(k-1), \quad (38)$$

где R – радиус вписанной в зерно окружности; n – число граней у зерна.

Уравнения границ зерен в системе $X'_k Y'_k Z$ запишем с помощью (4):

$$f_b^{(k')} (y'_{k,0}) = x_0 \cos(\alpha_k) + f_b^{(k)} (y_0) \sin(\alpha_k); \quad (39)$$

$$f_b^{(k')} (x'_{k,0}) = -f_b^{(k)} (x_0) \sin(\alpha_k) + y_0 \cos(\alpha_k). \quad (40)$$

Границы двойника также примем прямолинейными. При этом форма двойника имеет вид равнобедренного треугольника EFL (рис. 2) с шириной у устья H . В таком случае форма границ двойника в плоскости XOY описывается следующими формулами [3]:

$$f_{tw}^{(1)} (x_0) = \frac{H}{2} \left(1 - \frac{x_0}{L} \right); \quad (41)$$

$$f_{tw}^{(2)} (x_0) = -\frac{H}{2} \left(1 - \frac{x_0}{L} \right). \quad (42)$$

Результаты расчетов и их обсуждение

Расчеты проводили для железа (Fe). При этом принимали: $b_b^e = b_b^s = 0,248$ нм; $b_{tw}^e = b_{tw}^s = 0,124$ нм [9]; $\mu = 81$ ГПа [10]; $\nu = 0,29$ [9]; $R = 70$ нм; $n = 5, 6, 7$. Результаты расчетов полей напряжений, обусловленных наличием единичного двойника в теле зерна, представлены на рис. 3–5. При этом рассмотрены случаи зерен пяти- (рис. 3), шести- (рис. 4) и семиугольной (рис. 5) форм.

На распределениях полей напряжений (рис. 3–5) четко просматриваются как двойниковые, так и зеренные границы, являющиеся концентраторами напряжений. Максимальные нормальные напряжения наблюдаются на двойниковых границах (рис. 3а–с, рис. 4а–с, рис. 5а–с); максимальные скалывающие напряжения σ_{xy} локализованы в узловых точках двойника – у вершины и устья двойника (рис. 3d, рис. 4d, рис. 5d); скалывающие напряжения σ_{zy} , σ_{zx} максимальны на зеренных границах (за исключением вертикальной) (рис. 3е, f, рис. 4е, f, рис. 5е, f). Высокая концентрация напряжений в основном наблюдается у вершины двойника

(рис. 3а–d, рис. 4а–d, рис. 5а–d) и на границах зерен (рис. 3е, f, рис. 4е, f, рис. 5е, f).

Нормальные напряжения σ_{xx} (рис. 3а, рис. 4а, рис. 5а) и σ_{zz} (рис. 3с, рис. 4с, рис. 5с) знакопеременны. У одной из границ клиновидного двойника напряжения σ_{xx} и σ_{zz} сжимающие, а у другой – растягивающие. Нормальные напряжения σ_{yy} локализованы только в узловых точках зерна и двойника, при этом двойниковые напряжения перекрываются напряжениями на границах зерна. Максимальные значения нормальных напряжений σ_{yy} можно отметить в узловых точках зерна (рис. 3b, рис. 4b, рис. 5b).

Следует отметить тот факт, что границы зерен не являются концентраторами нормальных напряжений. Это обусловлено в первую очередь прямолинейностью границ [5].

Скалывающие напряжения σ_{xy} знакопеременны по отношению к оси, параллельной OY и проходящей через середину двойника. У вершины двойника данные напряжения отрицательны, а у устья – положительны. При этом в узловых точках зерна такие напряжения положительны (за исключением вершины, прилегающей к устью двойника). Максимальные значения скалывающих напряжений σ_{xy} наблюдаются у вершины двойника, а минимальные – в средней части двойника (рис. 3d, рис. 4d, рис. 5d).

Напряжения σ_{zy} (рис. 3е, рис. 4е, рис. 5е) локализованы на границах зерна. При этом на границах, близких к устью двойника, они имеют отрицательный знак, а на границах, близких к вершине двойника, – положительный. Максимальные значения напряжений можно отметить в узловых точках зерна.

Напряжения σ_{zx} (рис. 3f, рис. 4f, рис. 5f) локализованы на границах зерна (кроме вертикальных) и двойника. Данные напряжения знакопеременны относительно оси OX и отрицательны в первой и второй четвертях, а положительны – в третьей и четвертой. Максимальные значения напряжений при этом можно отметить в узловых точках зерна, расположенных по обе стороны от середины двойника.

Форма полей напряжений, обусловленных наличием единичного двойника в теле зерна, несущественно зависит от количества граней у зерна. Так, в рассмотренных вариантах (пяти-, шести- и семиугольник) поля напряжений имеют схожую конфигурацию (рис. 3–5).

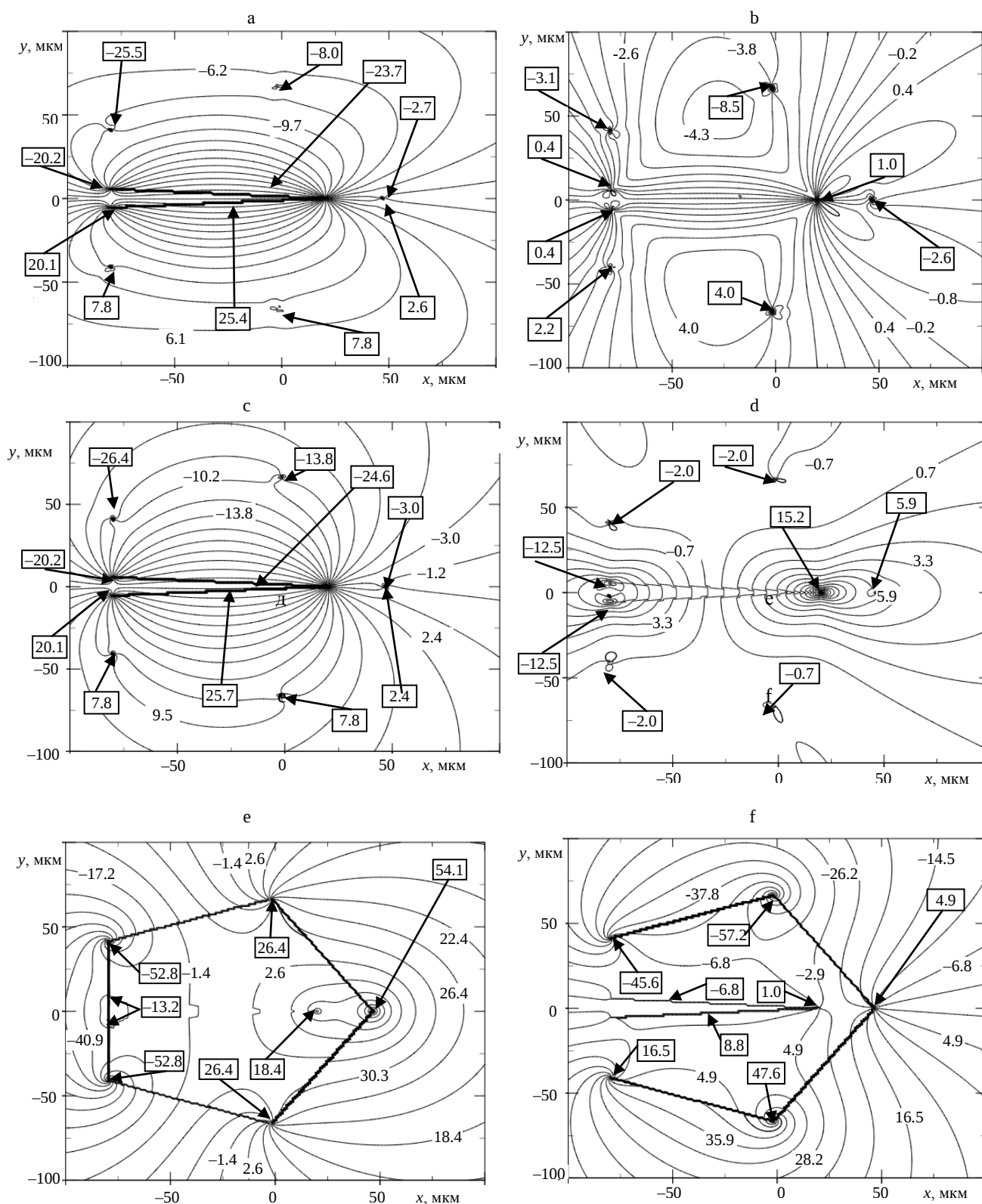


Рис. 3. Распределение напряжений, обусловленных единичным клиновидным двойником, в пятиугольном зерне поликристалла: а – $\sigma_{xx}(x, y)$; б – $\sigma_{yy}(x, y)$; в – $\sigma_{zz}(x, y)$; г – $\sigma_{xy}(x, y)$; д – $\sigma_{yx}(x, y)$; е – $\sigma_{yz}(x, y)$; ф – $\sigma_{xz}(x, y)$

Fig. 3. The distribution of stresses in the pentagonal grain of a polycrystalline due to the presence of single wedge-shaped twin: а – $\sigma_{xx}(x, y)$; б – $\sigma_{yy}(x, y)$; в – $\sigma_{zz}(x, y)$; г – $\sigma_{xy}(x, y)$; д – $\sigma_{yx}(x, y)$; е – $\sigma_{yz}(x, y)$; ф – $\sigma_{xz}(x, y)$

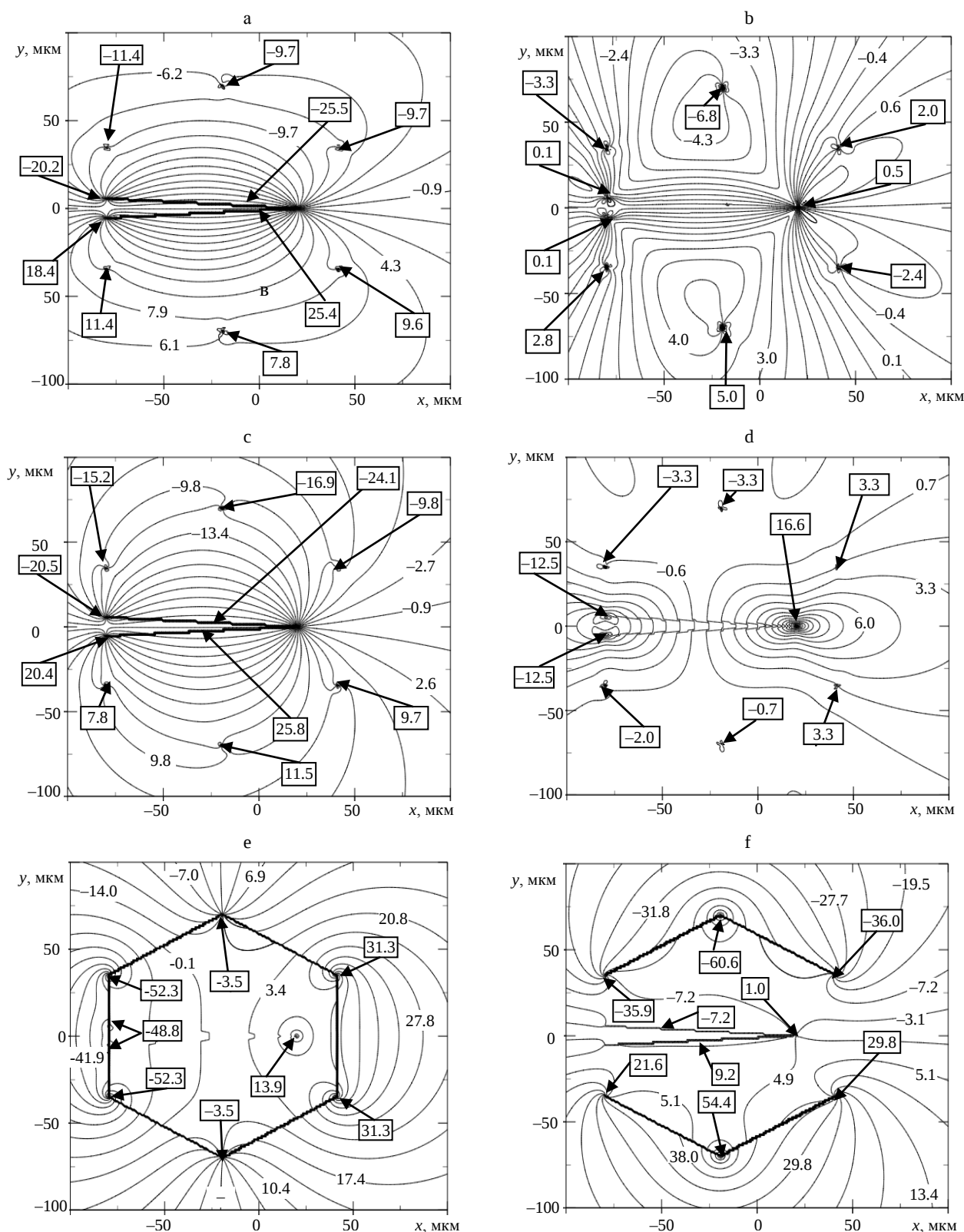


Рис. 4. Распределение напряжений, обусловленных единичным клиновидным двойником, в шестиугольном зерне поликристалла:

a – $\sigma_{xx}(x, y)$; b – $\sigma_{yy}(x, y)$; c – $\sigma_{zz}(x, y)$; d – $\sigma_{xy}(x, y)$; e – $\sigma_{yx}(x, y)$; f – $\sigma_{xz}(x, y)$

Fig. 4. The distribution of stresses in the hexagonal grain of a polycrystalline due to the presence of single wedge-shaped twin:

a – $\sigma_{xx}(x, y)$; b – $\sigma_{yy}(x, y)$; c – $\sigma_{zz}(x, y)$; d – $\sigma_{xy}(x, y)$; e – $\sigma_{yx}(x, y)$; f – $\sigma_{xz}(x, y)$

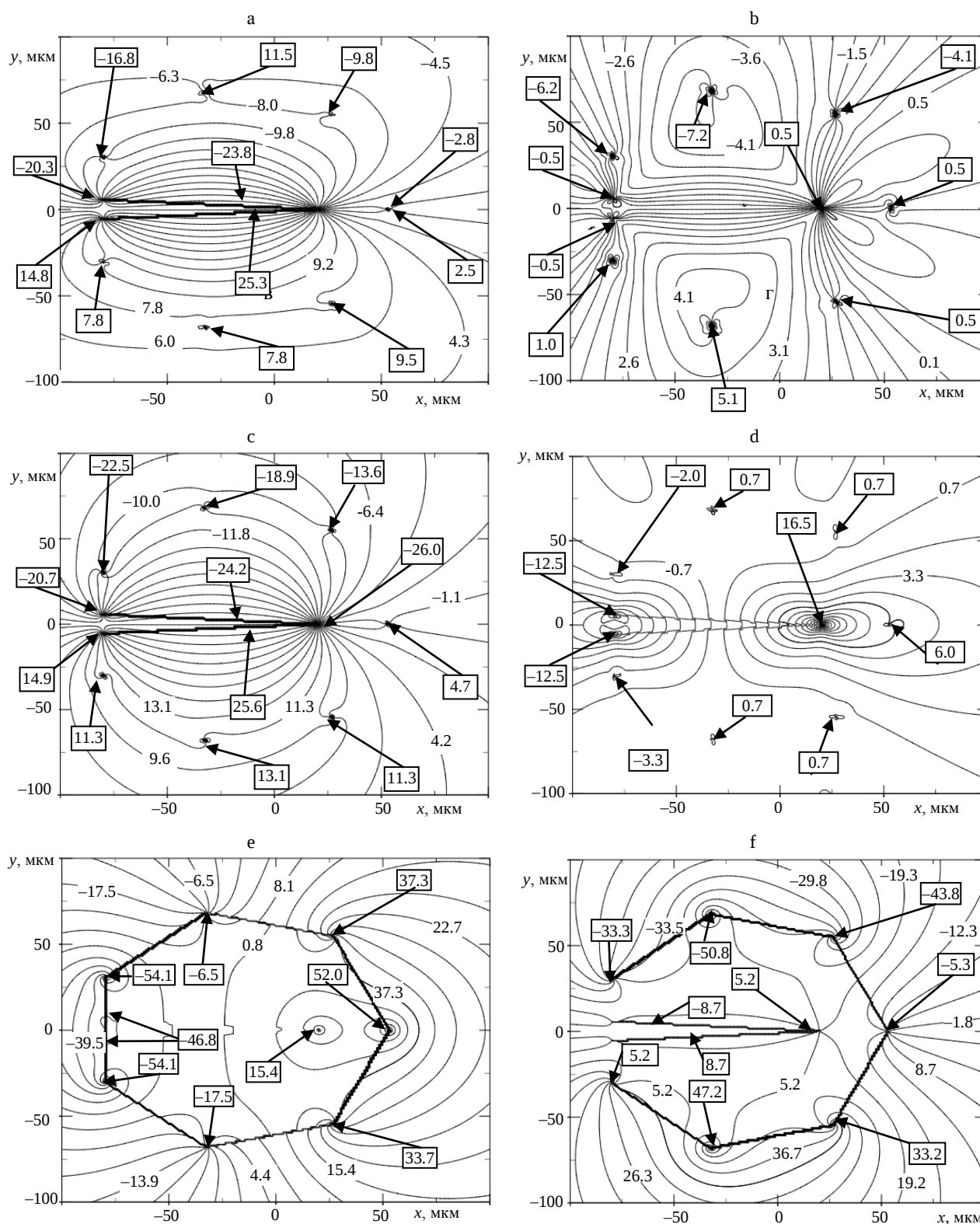


Рис. 5. Распределение напряжений, обусловленных наличием единичного клиновидного двойника, в семиугольном зерне поликристалла:

a – $\sigma_{xx}(x, y)$; b – $\sigma_{yy}(x, y)$; c – $\sigma_{zz}(x, y)$; d – $\sigma_{xy}(x, y)$; e – $\sigma_{yz}(x, y)$; f – $\sigma_{xz}(x, y)$

Fig. 5. The distribution of stresses in the heptagonal grain of a polycrystalline due to the presence of single wedge-shaped twin:

a – $\sigma_{xx}(x, y)$; b – $\sigma_{yy}(x, y)$; c – $\sigma_{zz}(x, y)$; d – $\sigma_{xy}(x, y)$; e – $\sigma_{yz}(x, y)$; f – $\sigma_{xz}(x, y)$

ВЫВОД

Результаты расчетов полей напряжений указывают на правомерность использования предложенной дислокационной модели. В процессе исследования изучено напряженно-деформированное состояние, обусловленное единичным микродвойником в зерне поликристалла и формой зеренных границ. Разработан метод оценки данного состояния. Выявлены области концентрации напряжений в зерне поликристалла при наличии остаточного механического клиновидного двойника.

ЛИТЕРАТУРА

1. Остриков, О. М. Дислокационная макроскопическая модель клиновидного двойника / О. М. Остриков // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого. 2006. № 2. С. 10–18.
2. Миркин, Л. И. Физические основы прочности и пластичности. Введение в теорию дислокаций / Л. И. Миркин. М.: Изд-во МГУ, 1968. 538 с.
3. Остриков, О. М. Механика двойникования твердых тел / О. М. Остриков. Гомель: ГГТУ имени П. О. Сухого, 2008. 301 с.
4. Косевич, А. М. Дислокационная теория упругого двойникования кристаллов / А. М. Косевич, В. С. Бойко // Успехи физических наук. 1971. Т. 104, № 2. С. 101–255.
5. Хирт, Дж. Теория дислокаций / Дж. Хирт, И. Лоте. М.: Атомиздат, 1972. 600 с.
6. Полухин, П. И. Физические основы пластической деформации / П. И. Полухин, С. С. Горелик, В. К. Воронцов. М.: изд-во «Металлургия», 1982. 584 с.
7. Выгодский, М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. М.: АСТ, 2005. 991 с.
8. Гуткин, М. Ю. Пластическое течение и разрушение аморфных межкристаллитных прослоек в керамических наноккомпозитах / М. Ю. Гуткин, И. А. Овидько // ФТТ. 2010. Т. 52, № 4. С. 718–727.
9. Киттель, Ч. Введение в физику твердого тела / Ч. Киттель. М.: Изд-во «Наука», 1978. 792 с.

10. Финкель, В. М. Разрушение кристаллов при механическом двойниковании / В. М. Финкель, В. А. Федоров, А. П. Королев. Ростов-на-Дону. 1990. 172 с.

Поступила 05.01.2015

Подписана в печать 10.03.2015

Опубликована онлайн 24.05.2016

REFERENCES

1. Ostrikov O. M. (2006) Dislocation Macroscopic Model of Wedge-Type Twin. *Vestn. Gomelskogo Gos. Tekhn. Un-ta Imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin of Gomel State Technical University Named after P. O. Sukhoi], (2), 10–18 (in Russian).
2. Mirkin L. I. (1968) *Physical Basis of Strength and Plasticity. Introduction to Dislocation Theory*. Moscow, Publishing House of Moscow State University. 538 (in Russian).
3. Ostrikov O. M. (2008) *Mechanics of Twinning for Solid Bodies*. Gomel: Gomel State Technical University Named after P. O. Sukhoi. 301 (in Russian).
4. Kosevich A. A., Boyko V. S. (1971) Dislocation Theory for Elastic Crystal Twinning. *Uspekhi Fizicheskikh Nauk* [Achievements in Physical Sciences], 104 (2), 101–255 (in Russian).
5. Hirt J., Lothe J. (1972) *Theory of Dislocation*. Moscow, Atomizdat. 600 (in Russian).
6. Polukhin P. I., Gorelik S. S., Vorontsov V. K. (1982) *Physical Basis of Plastic Deformation*. Moscow, Metallurgiya. 584 (in Russian).
7. Vygodsky M. Ya. (2005) *Reference Book on Higher Mathematics*. Moscow, AST. 991 (in Russian).
8. Gutkin M. Yu., Ovidko I. A. (2010) Plastic Flow and Fracture of Amorphous Intercrystalline Layers in Ceramic Nanocomposites. *Physics of the Solid State*, 52 (4), 718–727. DOI: 10.1134/S1063783410040086.
9. Kittel Ch. (1978) *Introduction to Solid State Physics*. Moscow, Nauka. 792 (in Russian).
10. Finkel V. M., Fedorov V. A., Korolev A. P. (1990) *Destruction of Crystals During Mechanical Twinning*. Rostov-on-Don. 172 (in Russian).

Received: 05.01.2015

Accepted: 10.03.2015

Published online: 24.05.2016