

the department "Carrying, lifting, traction machines and hydraulic circuit" of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080 Russia, Omsk, Mira ave. 5, e-mail: galdin_ns@sibadi.org).

Kurbatskaya Olga Vladimirovna (Russian Federation, Omsk) – engineer of the department "Carrying, lifting, traction machines and hydraulic circuit"

of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5).

Eryomina Svetlana Vladimirovna (Russian Federation, Omsk) – engineer of the department «Computer Information Automated Systems» of The Siberian state automobile and highway academy (SibADI) (644080, Omsk, Mira Ave., 5).

УДК 629.015

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ «ВЕДУЩАЯ ШЕСТЕРНЯ – ВЕНЕЦ ПОВОРОТНОГО КРУГА» ПРИ ИССЛЕДОВАНИЯХ ЭНЕРГОЕМКОСТИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЭКСКАВАТОРА

В.Н. Кузнецова¹, В.В. Савинкин²

¹ Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия «СибАДИ», Омск, Россия;

² Северо-Казахстанский государственный университет им. М. Козыбаева, Петропавловск, Казахстан

Аннотация. В статье анализируются результаты расчета кинематической пары опорно-поворотного круга одноковшового экскаватора и распределения нагрузки по ее контактной поверхности. На основе изучения нагрузочных режимов поворотной платформы при максимальных значениях сил инерции, которые возникают при резком ускорении и торможении, установлено, что снижению долговечности способствуют пиковые напряжения, возникающие в зацеплении зубьев.

Ключевые слова: экскаватор одноковшовый, опорно-поворотный круг, эффективность, моделирование, расчет, процесс.

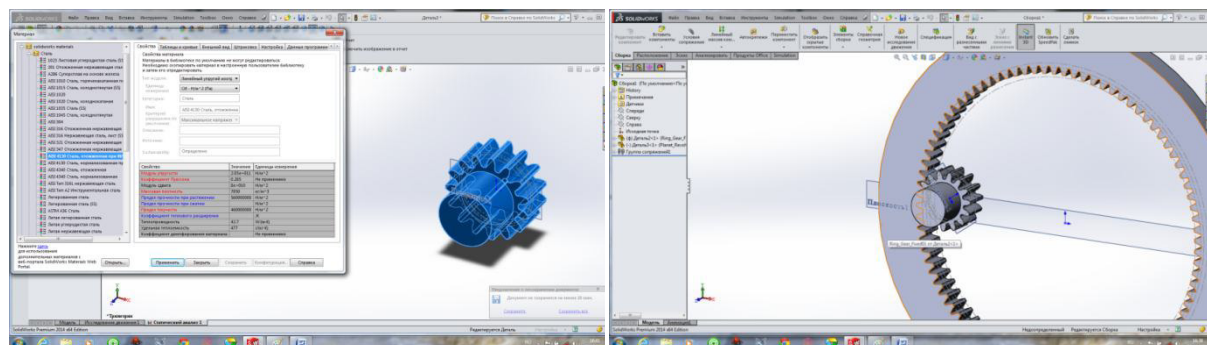
Введение

Современный этап развития систем моделирования технологических процессов характеризуется повышением их функциональной насыщенности. Моделирование процессов работы гидропривода экскаватора является сложной системной задачей, так как данная система является иерархической и имеющей широкий

диапазон свойств, динамично изменяющихся во времени [1 - 4].

Моделирование работы поворотного механизма

На основании проведенных расчетов геометрических характеристик кинематической пары «ведущая шестерня – венец поворотного круга» одноковшового экскаватора была разработана модель в виде сборочных единиц (рис. 1).



а) 3D модель ведущей шестерни

б) 3D модель кинематической пары «ведущая шестерня – венец поворотного круга»

Рис. 1. Поэлементное моделирование пары зацепления

Модель, изображенная на рисунке 2, используется в программе «*SOLIDWORKS*» для определения кинематических составляющих, частных условий и режимов работы пары зацепления.

Выбор базовой программы «*SOLIDWORKS*» обосновывается тем, что в ее основном многофункциональном модуле содержатся функции проектирования деталей и сборочных единиц в трехмерном пространстве. Имеется возможность оформления конструкторской документации в соответствии с требованиями стандартов, а также для решения ряда других задач. К программе «*SOLIDWORKS*» могут подключаться специализированные модули, предназначенные для решения прикладных задач. Вспомогательный модуль «*GearTrax*» обеспечивает широкий диапазон функций, необходимые для статического анализа конструкций. Выбор пакета «*GearTrax*»

обоснован рядом возможностей и комплектацией, в которую входит интерактивное графическое средство моделирования с расширенными возможностями трехмерной графики, интерактивный графический постпроцессор, средство анализа комбинированной нагрузки, средство анализа элементов с зазорами «*Gap*» и средство анализа больших деформаций с функциями распределения нагрузок. Пакет также включает такие возможности, как автоматическое создание моделей, расчет конечных элементов, проверка стальных конструкций на соответствие нормам, моделирование инерциальной и подвижной нагрузки, растягивание/сжатие нелинейных элементов с начальными зазорами, комбинирование расчетной нагрузки, анализ большой линейной деформации, а также создание полных отчетов и вывод на печать [5,6].

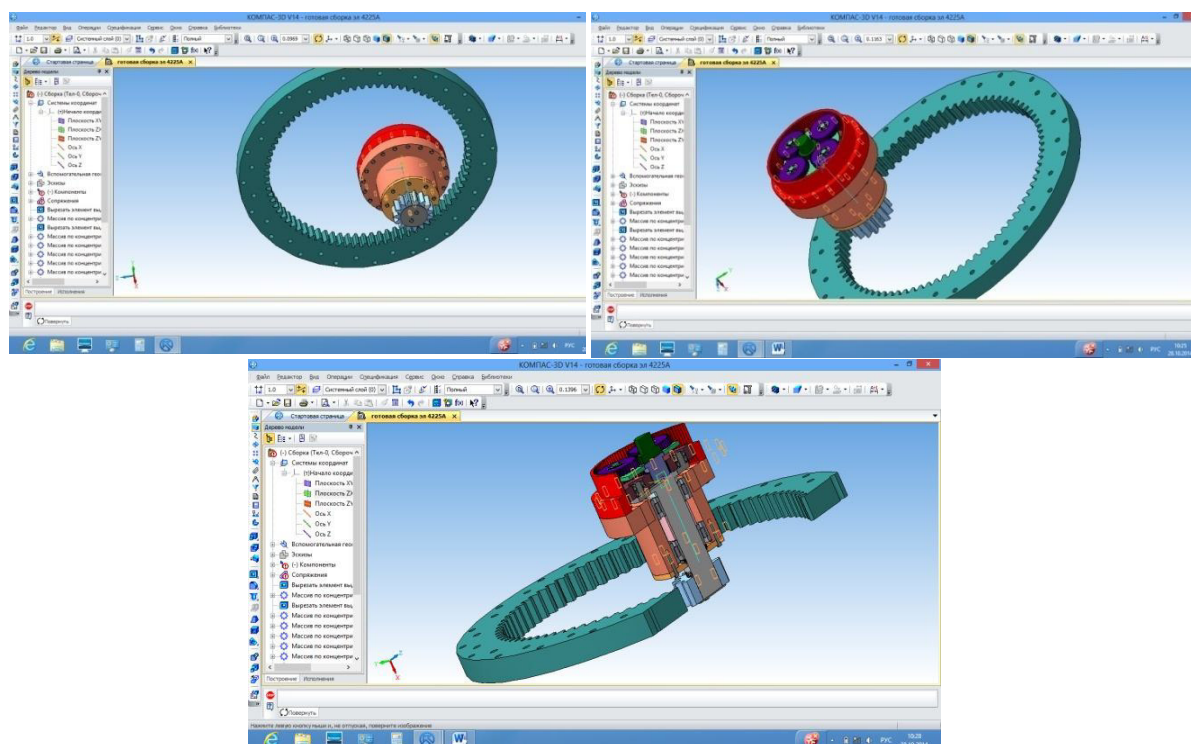


Рис. 2. Этапы твердотельного моделирования в ПО «*SOLIDWORKS*»

Следующей задачей являлось определение нагрузочных режимов при пиковых значениях сил инерции, которые возникают при резком ускорении и торможении. Мгновенно возрастающая величина силы и момента инерции вызывает резкое увеличение напряжений контакта и изгиба в парах зацепления. Кроме того, концентрация данных напряжений

происходит на малой площади контакта зубьев шестерни и круга. При этом основную нагрузку воспринимает один зуб шестерни и посадочное место венца, а рядом стоящие зубья — по касательной делительного диаметра. Чтобы исследовать возникающие концентрации сил и их влияние на силовой баланс конструкции, было смоделировано приложение нагрузки на i -ом участке площади

контакта в заданный промежуток времени Δt , соответствующее резкому ускорению t_1 и торможению t_2 . Кроме количественных характеристик определяем качественные показатели. Зададим приложенную нагрузку в пятне контакта у основания впадины зуба до его делительного диаметра (рис. 3). Цветовым спектром обозначены места, подверженные наибольшему нагружению. Очаг зарождения напряжений контакта и изгиба на венце поворотного круга небольшой, однако глубина распространения и цветовая гамма спектральной диаграммы

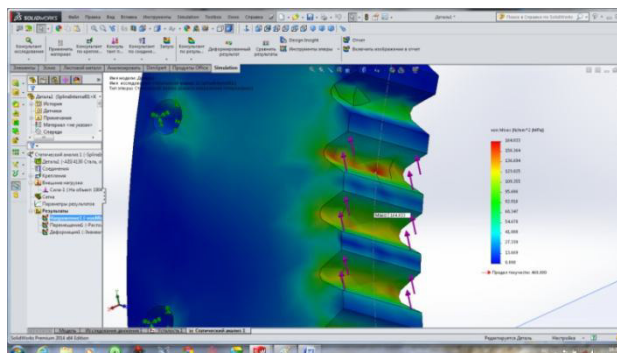


Рис. 3. Распределение нагрузки по контактным поверхностям зубьев

Цветовая гамма красного цвета указывает участки поверхностного зацепления, работающие с критическими напряжениями $\sigma_{Fmax} = 164,033$ МПа. Именно эти участки подвержены образованию микротрещин, деформации поверхностного слоя и, как следствие, нарушению проектной геометрии и выкрашиванию зуба. Ломаные линии у основания зуба показывают эпюры распределения напряжений и первичное место ожидаемого нарушения силового баланса $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. При повороте платформы крутящий момент от планетарного редуктора передается через выходной вал на ведущую шестерню. Соответственно и действие сил сопротивления и сил инерции собственных масс будет оказывать влияние в первую очередь на приводную шестерню. Ускорения и угловые скорости поворотной платформы при ее движении достигают пиковых значений в период разгона и торможения. В период t_1 (время разгона при повороте платформы) происходит начальная стадия взаимодействия пары зацепления и внутренние напряжения σ_F и σ_H ускорено возрастают. Этому периоду соответствует контакт двух перекатывающихся зубчатых поверхностей при заданном усилии 20 кН с

позволяют сделать вывод о том, что поворотное кольцо работает в условиях больших знакопеременных нагрузок, возникающие за короткий промежуток времени. Концентрация критических напряжений имеет локальный характер и непродолжительна во времени. Цветовая гамма характеризует контактный участок поворотного колеса, работающего с напряжениями $\sigma_F = 68,347 \div 123,025$ МПа. Данный нагрузочный режим протекает в допустимых пределах при условии прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

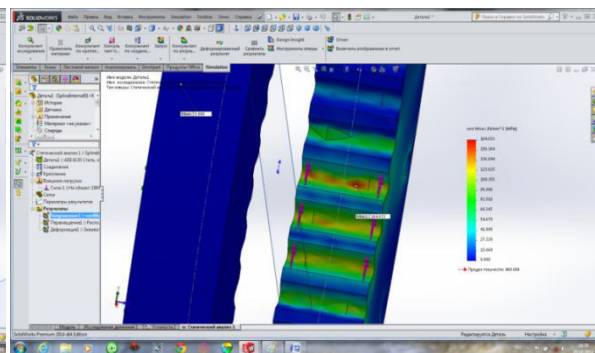


Рис. 4. Зоны концентрации максимальных напряжений при вращении поворотной платформы

напряжениями $\sigma_F = 68,347$ МПа до 123,025 МПа. Максимального значения нагрузка достигнет за время заключительного периода поворота платформы t_3 . В процессе торможения к крутящему моменту добавляются силы и момент инерции, оказывающие давление на контактную площадь поверхности. Величина давления прогрессирующе возрастает. Напряжения достигают максимальных значений, которые приводят к нарушению силового баланса и деформированию зуба (см. рис. 4).

Также исследованы распределения напряжений в зубьях ведущей шестерни. Первые силовые возмущения передаются на вал у основания шестерни. Об этом свидетельствует и красный цвет спектра (рис. 5). Далее напряжения передаются на рабочую поверхность зуба. При достижении максимальных значений напряжений происходит структурное нарушение металла и, как результат, происходит усталостная деформация и излом. При неравномерном распределении нагрузки по пятну контакта, вызванном усталостными возрастающими за короткий промежуток времени напряжениями, увеличивается зона разрушения поверхности материала по длине пути торможения (рис.

6). Пройденный путь ведущей шестерни в момент торможения сопровождается медленным перекачиванием зубьев, то есть уменьшением площади контакта при нарастающем напряжении (рис. 6). Именно этот момент является критическим, так как нарушается условие равновесия баланса сил и действующих напряжений контакта и изгиба. Оценка усталостной долговечности осуществлено с применением программного комплекса для анализа долговечности конструкций «*Static II Pro*» с приложением «*GearTrax*», который позволяет произвести:

- спектральный анализ, анализ динамики изменений и детерминированный анализ усталости;

- процедуры расчета циклических напряжений, которые включают в себя поиск по волновому алгоритму, аппроксимирование кривыми и интерполяцию;

- вычисления коэффициента концентрации напряжений (SCF) и др.

Исследуемые процессы объясняют характер излома зубьев на венце поворотного колеса. Изломы, как правило, происходят в одной и той же зоне, соответствующей максимальному диапазону углов поворота в момент торможения поворотной платформы.

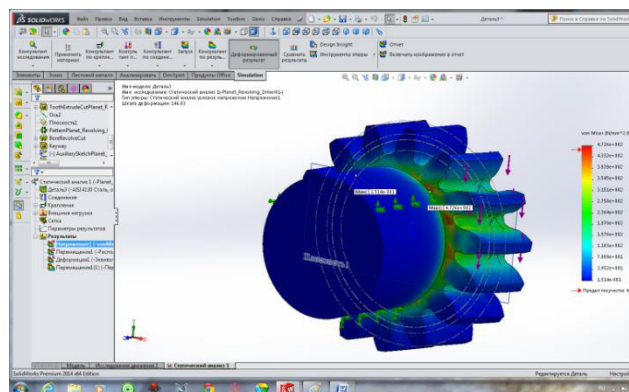


Рис. 5. Локализация внутренних напряжений при заданной нагрузке

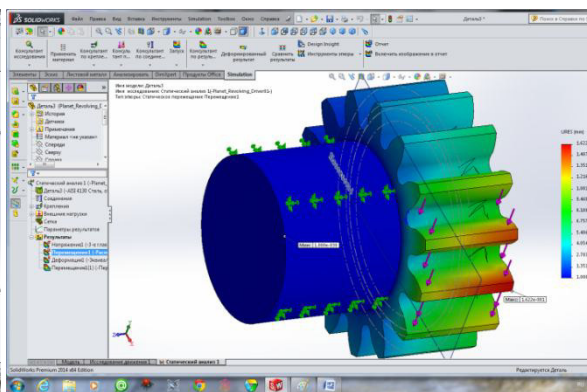


Рис. 6. Распределение внутренних напряжений по контактной поверхности зубьев в момент торможения

В результате моделирования процессов при лабораторном исследовании напряжений контакта и изгиба формируются таблицы

силового и ресурсного расчета в программе «*SOLIDWORKS*» с прикладным пакетом «*GearTrax*» (табл. 1, 2).

Таблица 1 – Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
1	2	3
Исходные данные		
Число зубьев	15	88
Модуль, мм	14	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	100	96
Коэффициент смещения исходного контура	+0,42	+0,42
Степень точности	7-C	7-C
Число зубьев долбяка	-	12
Коэффициент смещения долбяка, X_0	-	-1,37287
Вариант схемы расположения передачи	3	
Марка материала	45X	45X
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	30	30
Расчетная нагрузка, Нм	20000	
Число оборотов на ведущем колесе, об/мин	50	

Продолжение Таблицы 1

1	2	3
Определяемые параметры		
Окружная скорость в зацеплении, м/с	0,54978	
Расчет на контактную прочность		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,05159	
Удельная окружная сила, Н/мм	1,63166	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00082	
Исходная сила, Н	190476,19048	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	2088,20758	
Расчетное контактное напряжение, МПа	1302,66026	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	2335	2335
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	1,79249	1,84216
Расчет на прочность при изгибе		
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки	1,12643	
Удельная окружная сила, Н/мм	4,35109	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку	1,00219	
Исходная сила, Н	190476,19048	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	2239,88664	
Расчетное напряжение изгиба, МПа	565,51199	477,0958
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	1,6774	2,3219

Таблица 2 – Расчет на выносливость цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Наименование параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		
Число зубьев	15	88
Модуль, мм	14	
Угол наклона зубьев	0°00'00"	
Угол профиля исходного контура	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	100	96
Коэффициент смещения исходного контура	+0,42	+0,42
Степень точности	7-С	7-С
Число зубьев долбяка	-	12
Коэффициент смещения долбяка X_0	-	-1,37287
Вариант схемы расположения передачи	3	
Марка материала	45Х	45Х
Твердость активных поверхностей зубьев HRC	30	30
Число сателлитов	1	
Базовое число циклов перемены напряжений	контакт	23,37485 · 10 ⁶
	изгиб	23,37485 · 10 ⁶
Предел выносливости по контакту, соответствующий базовому числу циклов, МПа	4	4
Коэффициент безопасности (контакт), МПа	1288	1288
Коэффициент безопасности (контакт), МПа	1,2	1,2
Предел выносливости по изгибу, соответствующий базовому числу циклов, МПа	820	820
Коэффициент безопасности (изгиб), МПа	1,55	1,55
Коэффициент, учитывающий шероховатость	1	1
Базовый ресурс, цикл	3600	

Продолжение Таблицы 2

Режимы нагружения зубчатой передачи						
Исходная нагрузка, Н*м		Частота вращения ведущего колеса, об/мин	Число циклов нагружения	Контактное напряжение, МПа	Напряжение изгиба, МПа	
					Ведущее колесо	Ведомое колесо
контакт	изгиб					
25000	25000	50	$3600 \cdot 10^6$	1456,3	407,73	343,98
Определяемые параметры						
Ресурс по контакту, цикл				4	19	
Ресурс по изгибу, цикл				16	105	

Заключение

Представленные результаты моделирования процесса зацепления кинематической пары «ведущая шестерня - ведомая шестерня» свидетельствуют о высокой энергоёмкости такта поворота платформы экскаватора. Силовой и прочностной анализ взаимодействия контактных поверхностей зацепления при классической компоновке механизма поворота платформы позволил выявить опасные сечения, на которых происходит локализация концентраций напряжений изгиба и контакта. Высокий уровень значений напряжений, сосредоточенных в контактном пятне зацепления, в некоторые Δt_i достигает критических значений, т.е. нарушаются условия прочности $\sigma_{in} > [\sigma_n]$, что приводит к усталости металла при циклических нагрузках и, как следствие, облому зубьев. Критические значения напряжений возникают в момент торможения платформы, происходящего при максимальном значении рабочего угла поворота $\varphi = (90 - 100)$. Полученные значения сил и напряжений в паре зацепления при моделировании имеют удовлетворительную согласованность с теоретическими расчетами и раскрывают сущность и природу появления обрыва зубьев в определенном положении платформы при временном интервале Δt_3 . Сходимость и согласованность исследований подтверждает выдвинутое теоретическое предположение об отрицательном влиянии касательных сил инерции на энергоёмкость такта. Снижение долговечности механизма поворота платформы прогрессирует в строго определенный промежуток времени – в момент пиковых зарождений напряжений, сконцентрированных на площади зацепления зубьев [7,8].

Анализируя результаты проведенных исследований, можно сделать выводы:

- распределение нагрузки по контактной поверхности кинематической пары зацепления неравномерно и непостоянно во времени;
- из-за преобладающих моментов венцов поворотного круга является более нагруженной деталью;
- твердость поверхности зуба играет далеко не решающую роль в долговечности механизма. Наиболее весомым является фактор, определяющий количество рабочих циклов (ресурс), – степень равномерности распределения сил в критически экстремальные периоды разгона t_1 и торможения t_3 при нарастающем моменте инерции.

Библиографический список

1. Батенькина, О.В. Создание системы автоматизации конструкторско-технологической подготовки производства: автореф. дис... канд. техн. наук. – Омск, 2005. – 19 с.
2. Шуп, Т. Решение инженерных задач на ЭВМ: Практическое руководство: Пер. с англ. – М.: Мир, 1982. – 238 с.
3. Бондарович, Б.А. Надёжность металлоконструкций землеройных машин. Методы оценки и расчёта / Б.А. Бондарович, Д.И. Фёдоров и др. – М.: Машиностроения, 1971. – 216 с.
4. Волков, Д.П. Проблемы динамики, прочности, долговечности и надёжности строительных и дорожных машин / Д.П. Волков // Строительные и дорожные машины. 1993. – № 5. – С. 4-9.
5. Алямовский, А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
6. Brussat T.R. An approach to predicting the growth to failure of fatigue crack subjected to arbitrary cyclic loading, Damage Tolerance in Aircraft Structures, ASTM STP 486, 1971, American Society For Testing and Materials, pp. 122 -143.
7. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

8. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1990. – 448с.

SIMULATION OF LOADING CONDITIONS OF KINEMATIC PAIR "DRIVING GEAR – SLEWING RING'S CROWN" IN THE STUDY OF ENERGY INTENSITY OF EXCAVATOR'S SLEWING MECHANISM

V.N. Kuznetsova, V.V. Savinkin

Abstract. The paper presents the results of calculating kinematic pair of slewing ring of a single bucket excavator and distribution of the load over its contact surface. On the basis of studying loading conditions of a slewing ring with maximum values of inertia which appears in quick acceleration and braking, it is determined that peak voltages, appearing in teeth's engagement, contribute to decrease of durability.

Keywords: single bucket excavator, slewing ring, efficiency, simulation, calculation, process.

References

1. Batenkina O.V. *Sozdanie sistemy avtomatizacii konstruktorsko-tehnologicheskoy podgotovki proizvodstva: avtoref. dis.... kand. tehn. nauk*. [Creation of a system of automating design-engineering preparation of production. Avtoref. cand. tech. science]. Omsk, 2005. 19 p.
2. Probe T. *Reshenie inzhenernykh zadach na JeVM: Prakticheskoe rukovodstvo* [The solution of engineering tasks on the computer: Practical guidance]. Moscow, World, 1982. 238 p.
3. Bondarovich B.A. *Nadjozhnost' metallokonstrukcij zemlerojnykh mashin. Metody ocenki i raschjota* [Reliability of metal constructions of earthmoving machinery. Methods of assessment and calculation]. Moscow, Engineering, 1971. 216 p.
4. Volkov D.P. *Problemy dinamiki, prochnosti, dolgovechnosti i nadjozhnosti stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Problems of dynamics, strength, durability

and reliability of construction and road machines]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 1993. no 5. pp. 4 - 9.

5. Alyamovskiy A.A. *SolidWorks/COSMOSWorks. Inzhenernyj analiz metodom konechnykh jelementov* [SolidWorks / COSMOSWorks. Engineering analysis by the finite element method]. Moscow, DMK Press, 2004. 432 p.

6. Brussat T.R. [An approach to predicting the growth to failure of fatigue crack subjected to arbitrary cyclic loading, *Damage Tolerance in Aircraft Structures*, ASTM STP 486, 1971, American Society For Testing and Materials]. pp. 122-143.

7. Bolotin V.V. *Prognozirovanie resursa mashin i konstrukcij* [Predicting machine and structures' resource]. Moscow, Engineering, 1984. 312 p.

8. Bolotin V.V. *Resurs mashin i konstrukcij* [Resource of machines and structures]. Moscow, Engineering, 1990. 448 p.

Кузнецова Виктория Николаевна (Россия, г. Омск) – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО «СибАДИ». (644080, г. Омск, ул. Мира, 5, e-mail: dissovetsibadi@bk.ru).

Савинкин Виталий Владимирович (Казахстан, г. Петропавловск) – кандидат технических наук, заведующий кафедрой Транспорт и машиностроение Северо-Казахстанского государственного университета им. М. Козыбаева (150000, Казахстан, Петропавловск, ул. Пушкина, 86).

Kuznetsova Viktoria Nikolaevna (Russian Federation, Omsk) – doctor of technical sciences, professor of the Siberian State Automobile and Highway academy (SibADI). (644080, Omsk, Mira Ave. 5, e-mail: dissovetsibadi@bk.ru)

Savinkin Vitaliy Vladimirovich (Kazakhstan, Petropavlovsk) – candidate of technical sciences, head of the department "Transport and mechanical engineering" of The North Kazakhstan state university of M. Kozybayev (150000, Kazakhstan, Petropavlovsk, Pushkin St., 86)

УДК 621.86

ОБОСНОВАНИЕ МНОГОМЕРНОЙ НЕЛИНЕЙНОЙ РЕГРЕССИОННОЙ МОДЕЛИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МОСТОВОГО КРАНА

В.С. Щербаков, М.С. Корытов, М.Ю. Архипенко, Е.О. Вольф, ФГБОУ ВПО «СибАДИ», Россия, г. Омск.

Аннотация. Предложена расчетная схема мостового крана, а также его имитационная модель. На основании имитационной модели построена регрессионная модель, позволяющая определить различные показатели рабочего процесса мостового крана. Сделан вывод о том, что усложнение регрессионного выражения путем увеличения числа его слагаемых свыше 12 не приводит к дальнейшему увеличению точности аппроксимации.

Ключевые слова: рабочий процесс мостового крана, нелинейная множественная регрессия, точность аппроксимации, коэффициент регрессии, абсолютная погрешность.