

РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ И ДИНАМИЧЕСКИЕ СВЯЗИ В ДИНАМИКЕ ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Елисеев С.В.¹, Кузнецов Н.К.², Большаков Р.С.¹, Елисеев А.В.^{1,2}

¹*Иркутский государственный университет путей сообщения;*

²*Иркутский национальный исследовательский технический университет,
г. Иркутск*

Ключевые слова: вибрационные технологические машины, расчетные схемы, рычажные механизмы, структурные схемы, передаточные функции, межпарциальные связи.

Аннотация. Рассматриваются возможности разработки способов и средств оценки, коррекции и формирования динамических состояний вибрационных технологических машин. Цель исследования заключается в разработке новых способов и средств формирования динамических состояний вибрационных технических объектов на основе введения в структуры колебательных систем дополнительные динамические связи, реализуемых рычажными механизмами.

Развивается метод структурного математического моделирования, в рамках которого механическая колебательная система на условиях принципов динамических аналогий трансформируется в структурную схему эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления

Предложено оригинальное техническое решение по использованию возможностей совместной динамики двух рычажных механизмов, элементы которого могут создавать при определённых условиях необходимые динамические эффекты. Разработан метод построения математической модели, обеспечивающий возможность оценки и измерения спектра динамических свойств исходной системы при выборе параметров настроечных средств.

Получены аналитические соотношения для оценки структуры и форм распределения амплитуд колебаний точек рабочего органа по его длине. Предложены рекомендации по конструктивно-технической реализации возможности формирования динамического состояния рабочих органов вибрационных машин.

LEVER MECHANISMS AND DYNAMIC COMMUNICATIONS IN THE DYNAMICS OF VIBRATION TECHNOLOGICAL MACHINES

Eliseev S.V.¹, Kuznetsov N.K.², Bolshakov R.S.¹, Eliseev A.V.^{1,2}

¹*Irkutsk State Transport University;*

²*Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk*

Keywords: vibration technological machines, design schemes, lever mechanisms, structural schemes, transfer functions, interpartial connections.

Abstract. The possibilities of developing methods and means of assessment, correction and formation of dynamic states of vibrating technological machines are considered.

The purpose of the research is to develop new methods and means for the formation of dynamic conditions of vibrational technical objects based on the introduction of additional dynamic ties implemented in lever mechanisms into the structures of oscillatory systems.

A method of structural mathematical modeling is being developed, within the framework of which a mechanical oscillatory system, under the conditions of the principles of dynamic analogies, is transformed into a structural diagram of a dynamically equivalent automatic control system

An original technical solution is proposed for using the capabilities of the joint dynamics of two lever mechanisms, the elements of which can create the necessary dynamic effects under certain conditions.

A method for constructing a mathematical model has been developed that provides the ability to evaluate and measure the spectrum of dynamic properties of the initial system when choosing the parameters of tuning tools.

Analytical ratios are obtained for evaluating the structure and forms of the distribution of the amplitudes of the oscillations of the points of the working body along its length. Recommendations on the constructive and technical implementation of the possibility of forming a dynamic state of the working bodies of vibrating machines are proposed.

Введение. Задачи динамики вибрационных технологических машин, при всём их многообразии, отличаются тем, что большое внимание уделяется вопросам оценки, контроля и формирования динамических состояний рабочих органов [1-3], что требует разработки и применения методов математического моделирования, учитывающих специфические формы и особенности вибрационных технологических процессов. В научной литературе упомянутые вопросы нашли отражение в работах [4-7]. Во многих вибрационных машинах рабочий орган представляет собой твёрдое тело определённой длины, что позволяет создавать специфические технологические процессы, связанные с определённым распределением амплитуд колебаний точек рабочего органа. Одной из возникающих проблем является формирование структуры вибрационного поля, параметры которого определяют формы и особенности взаимодействия гранулированной или абразивной рабочей сыпучей среды с обрабатываемой деталью или набором деталей. Специфика подобного рода взаимодействий характеризуется наличием неустойчивых связей [8], позволяющих создавать режимы движения рабочих сыпучих смесей и различных форм взаимодействия элементов среды с поверхностями деталей, в частности, соударений и др. Многообразие обрабатываемых деталей, изменчивость их форм и конфигураций расположения деталей на поверхности рабочего органа (вибростола), что отражается в формах распределения амплитуд колебаний точек рабочей поверхности; при этом могут происходить изменения массо-инерционных и частотных характеристик вибростенда, что требует контроля за ходом процесса, а также соответствующих корректировок параметров и подстройки динамических состояний рабочих органов вибрационной технологической машины.

Особенность вибрационных технологических машин заключается в том, что многие из них представляют собой, по существу, механические колебательные системы с несколькими степенями свободы; это определяет возможности использования аналитического аппарата теории автоматического управления в тех направлениях исследований, которые связаны с возможностями введения дополнительных динамических связей, изменяющих динамические состояния системы в целом, и инициирует разработки способов и средств управления формированием таких состояний технического объекта.

В предлагаемой статье развивается методологическая основа построения подходов в оценке, контроле и управлении процессах формирования динамических состояний вибрационной машины путём введения оригинальной системы динамических связей, включающих в свой состав рычажные механизмы и пневмоэлементы, обладающие возможностями самонастройки в реализации определённых динамических режимов.

I. Некоторые общие положения

Изменение динамических состояний вибрационных технологических машин реализуется различными способами в зависимости от особенностей технологических процессов. Во многих случаях расчетная схема вибрационных машин рассматривается как механическая колебательная система с рабочим органом в виде твердого тела на упругих опорах с развитой структурой дополнительных связей. В работах [1-3] рассматриваются некоторые подходы, в рамках которых формирование вибрационных полей рабочих органов осуществляется за счет изменения геометрических параметров дополнительных связей. Вместе с тем, вопросы изменения, настройки и коррекции могут быть построены на изменениях силы в взаимодействия элементов.

На рис. 1 приводится принципиальная схема вибрационной технологической машины, которая рассматривается как механическая колебательная система с двумя степенями свободы. Система (рис. 1) имеет упругие связи, опирается на упругие элементы с коэффициентами жёсткости k_1 и k_2 ; кроме того система имеет два рычажных механизма, которые связаны с опорной поверхностью. Плечи рычагов (или рычажных механизмов) в тт. C_1 и C_2 соединены между собой упругим элементом, имеющим коэффициент жёсткости k_{01} ; в тт. C_1 ; C_0 плечи рычагов соединены между собой упруго-диссипативным блоком, состоящим из пружины с коэффициентом жёсткости k_0 и диссипативного элемента с коэффициентом вязкого трения b_2 . Такой блок может быть реализован на основе последовательно соединённых двух пневматических блоков. Первый из них может быть представлен демпферной камерой (жёсткий сосуд, имеющий связь через регулируемый дроссель с упругим пневмокордным баллоном, имеющим объём, обеспечивающий его упругие свойства как пружины с коэффициентом жёсткости k_{02}).

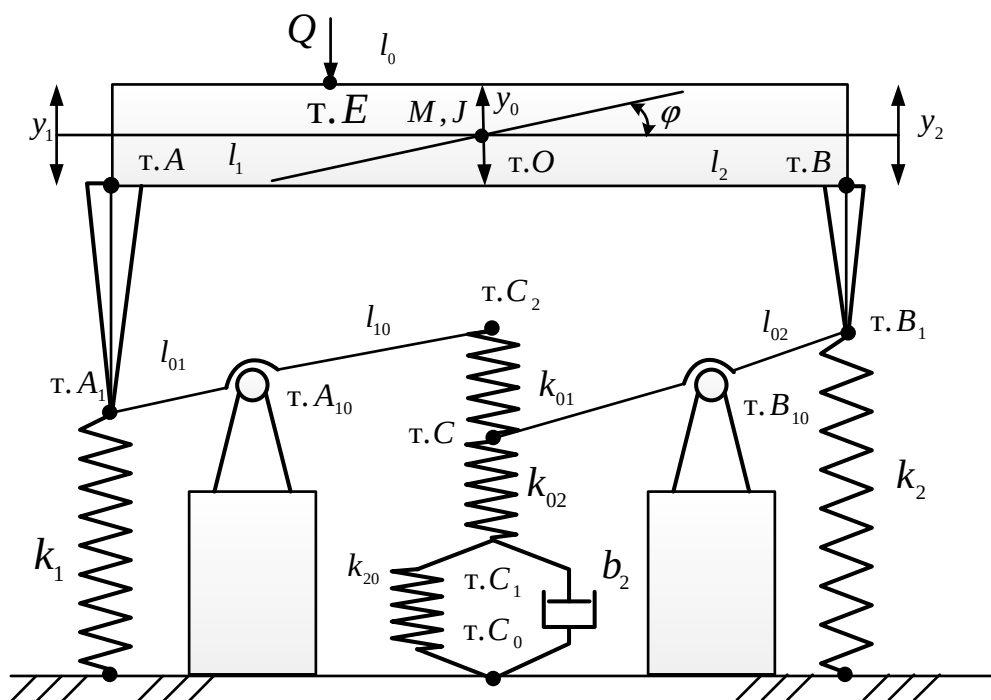


Рис. 1. Принципиальная схема вибрационной технологической машины

Рассматриваемая физическая модель вибрационной технологической машины состоит из твердого тела массой M , обладающего момента инерции J относительно центра масс. Твёрдое тело является рабочим органом и образует основу механической колебательной системы как это показано на рис. 1. Движение рассматривается в системе координат y_1 и y_2 , связанной с неподвижным базисом. Механическая колебательная система совершает плоское колебательное движение под действием гармонической силы Q , которая приложена в т. O_1 ; центр масс системы расположен в т. O , на расстоянии l_1 и l_2 соответственно по отношению к концам твёрдого тела в тт. A и B соответственно.

Твёрдое тело пилонами опирается на концы плеч рычажных механизмов в тт. A_1 и B_1 , которые, в свою очередь, соединены с опорной поверхностью упругими элементами с коэффициентами жёсткости k_1 и k_2 (в тт. A_0 и B_0 – точки соединения упругих элементов с опорной поверхностью). Два рычага, входящие в общую схему системы, имеют узлы вращения в тт. A_{10} и B_{10} .

Плечи рычажного механизма внутреннего контура имеют длин l_{10} и l_{20} (рис. 1); при этом наружные плечи рычажных механизмов $A_{10}A_1$, $B_{10}B_1$ имеют соответственно длины l_{01} , l_{20} .

Рычаг (т. опоры A_{10}) имеет соединение с упругим элементом с коэффициентом жёсткости k_{01} . Этот элемент соединён с частями рычажных механизмов в тт. C_1 и C_2 ; при этом рычажный механизм (центр вращения B_{10}) имеет в т. C_1 соединение со сложным упруго-диссипативным элементом с приведённым коэффициентом жёсткости k_{np} . Этот элемент опирается на опорную поверхность в т. C_0 .

Расчётная схема упруго-диссипативного элемента приводится на рис. 2.

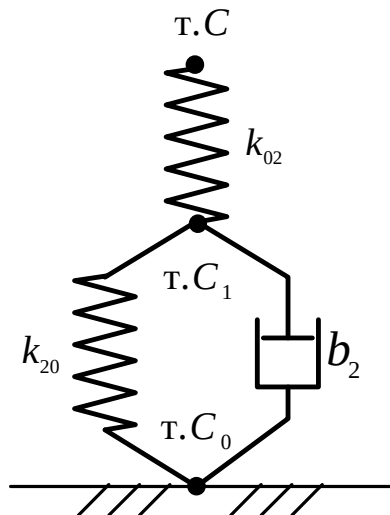


Рис. 2. Принципиальная схема упруго-диссипативного звена (или структурного блока)

Коэффициент приведённой жёсткости определяется соотношением

$$k_{np}(p) = \frac{(k_{20} + b_2 p)k_{02}}{k_{20} + b_2 p + k_{02}}. \quad (1)$$

На рис. 1, то есть на расчётной схеме технического объекта в т. C_1 соединяются два упругих элемента, k_{01} и k_{np} ; в т. C – соединяются три элемента, k_{02} , k_2 и $b_2 p$. В данном случае b_2 отражает особенности рассеивания энергии

колебаний (по концепции вязкого трения). Практическая реализация составного элемента с приведённой жёсткостью k_{np} может быть получена на основе применения двух пневмоупругих баллонов и демпферной камеры, создающей возможности дросселирования перетока воздуха при работе системы. В развитой конструкции предполагается, что b_2 зависит от диаметра дроссельного отверстия; подробности такого подхода можно найти в [8, 9].

II. Построение математической модели системы

1. Для составления уравнений движения используется формализм Лагранжа с последующим применением преобразований Лапласа [9]. Запишем выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}_0^2 + \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2, \quad (2)$$

$$П = \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 y_2^2 + \frac{1}{2} k_{01} (y_2 i_2 - y_1 i_1)^2 + \frac{1}{2} k_{np} y_2^2 i_2^2. \quad (3)$$

В (2), (3) используются следующие соотношения и обозначения:

$$\begin{aligned} y_0 &= a y_1 + b y_2, \varphi = c (y_2 - y_1), y_1 = y_0 - l_1 \varphi, y_2 = y_0 + l_2 \varphi, \\ a &= \frac{l_1}{l_1 + l_2}, b = \frac{l_2}{l_1 + l_2}, c = \frac{1}{l_1 + l_2}, c_1 = \frac{l_0}{l_1 + l_2}, i_1 = \frac{l_{10}}{l_{01}}, i_2 = \frac{l_{20}}{l_{02}}. \end{aligned} \quad (4)$$

Используя методическую базу вывода уравнений в операторной форме [9], получим следующую систему уравнений (используются преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях) и, учитывая (4), запишем

$$T = \frac{1}{2} M (a \dot{y}_1 + b \dot{y}_2)^2 + \frac{1}{2} J c^2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)^2, \quad (5)$$

$$П = \frac{1}{2} k_1 y_1^2 + \frac{1}{2} k_2 y_2^2 + \frac{1}{2} k_{01} (y_2 i_2 - y_1 i_1)^2 + \frac{1}{2} k_{np} (y_2 i_2)^2. \quad (6)$$

Система уравнений движения в операторной форме примет вид:

$$\bar{y}_1 (M a^2 + J c^2) p^2 + \bar{y}_1 (k_1 + k_{01} i_1^2) - \bar{y}_2 [(M a b + J c^2) p^2 + k_{01} i_1 i_2] = \bar{Q} (a + c_1), \quad (7)$$

$$\bar{y}_2 (M b^2 + J c^2) p^2 + \bar{y}_2 (k_2 + k_{01} i_2^2 + k_{np}) - \bar{y}_1 [(J c^2 - M a b) p^2 + k_{01} i_1 i_2] = \bar{Q} (b - c_1). \quad (8)$$

Структурная схема системы представлена на рис. 3; система в координатах $\bar{y}_1$, $\bar{y}_2$ имеет два внешних силовых воздействия, что оказывает влияние на связность движений.

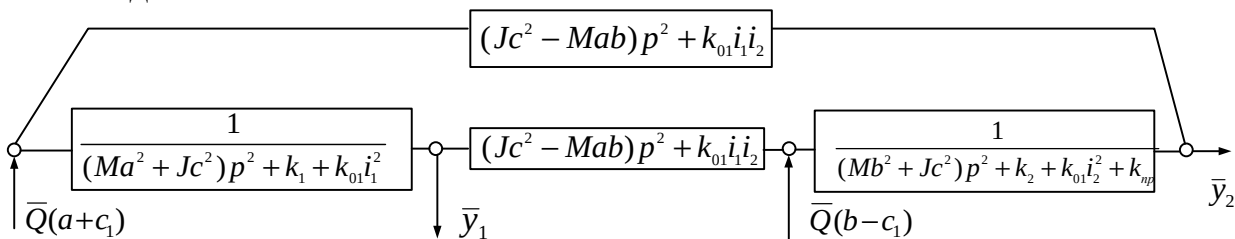


Рис. 3. Структурная схема системы по рисунку 1

2. Структурная схема позволяет (рис. 3) построить передаточные функции системы при наличии двух одновременно действующих входных возмущений

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{Q} = \frac{(b - c_1)[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_{01}i_2^2 + k_{np}] + (a + c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}{A(p)}, \quad (9)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{Q} = \frac{(a + c_1)[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_{01}i_1^2] - (b - c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}{A(p)} +, \quad (10)$$

где $A(p)$ является характеристическим частотным уравнением –

$$A(p) = [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_{01}i_1^2] \times \\ \times [(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_{01}i_2^2 + k_{np}] - [(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]^2. \quad (11)$$

3. При анализе динамических свойств системы необходимо учитывать, что пневмо-блок, состоящий из упругого пневмобаллона и демпферной камеры, имеет приведённую жесткость, соответствующую выражению (1).

При закрытом демпфере ($b_2 \rightarrow \infty$) приведённая жесткость приобретает вид $k_{np} = k_{02}$, то есть работает (имеется в виду блок из демпферной камеры и камеры с объёмом V_2 как упругого элемента с жёсткостью k_{02}). При $b_2 \rightarrow 0$ – блок также трансформируется в упругий элемент с жёсткостью всего блока

$$k'_{np}(p) = \frac{k_{20}k_{02}}{k_{20} + k_{02}}. \quad (12)$$

В этих случаях система ведёт себя как система с двумя степенями свободы с проявлениями обычных свойств, то есть системе обладает двумя частотами собственных колебаний. При определённых условиях из передаточных функций $W_1(p)$ и $W_2(p)$. В случае обнуления числителей могут быть получены частотные уравнения для определения режимов динамического гашения колебаний.

При обнулении $\bar{y}_1$, то есть в режиме динамического гашения колебаний точка A рабочего органа превращается в узел колебаний; амплитуды колебаний точек рабочего органа (твёрдого тела) будут распределяться по треугольному линейному закону. Аналогично соответствующий узел колебаний может быть перемещён в т. B на другой частоте динамического гашения колебаний.

Большими возможностями обладает использование передаточной функций межпарциальных связей

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(a - c_1)[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_{01}i_1^2] - (b + c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}{(b + c_1)[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_{01}i_2^2 + k_{np}] + (a - c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}. \quad (13)$$

Выбирая соответствующим образом параметры выражения (13), можно управлять положением центра колебаний, который предопределяет структуру вибрационного поля рабочего органа. Учёт особенностей демпфирующих свойств системы возможен также при задании $b_2 \neq 0$. В этом случае частотное уравнение трансформируется в уравнение нечетного порядка, и форма амплитудно-

частотных характеристик системы будет отличаться от обычных представлений, но в целом отклонения от классических форм не будут критическими, поскольку и при $b_2 = 0$ и при $b_2 \rightarrow \infty$ порядок частотного характеристического уравнения остаётся неизменным.

Для разработки алгоритмов управления динамическим состоянием системы с помощью изменения коэффициента демпфирования b_2 необходимо использовать управляемый дроссель между демпферной камерой и пневмобаллоном, который опирается (соприкасается) на эту камеру.

4. Передаточная функция пневмоблока определяется передаточной функцией, представленной выражением (1).

Динамическое состояние рабочего органа машины (если иметь в виду особенности распределения амплитуд колебаний точек вдоль рабочего органа могут быть определены с помощью передаточной функции межпарциальных связей (13)). Подставляя в выражение (13) $k_{пр}$, определяемое выражением (1), получим

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{(a + c_1)[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1 + k_{01}i_1^2] + (b - c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}{(b - c_1)\left[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + k_{01}i_2^2 + \frac{(k_{20} + b_2p)k_{02}}{k_{20} + b_2p + k_{02}}\right] + (a + c_1)[(Jc^2 - Mab)p^2 + k_{01}i_1i_2]}. \quad (14)$$

Из анализа (14) следует, что при $b_2=0$ передаточная функция межпарциальных связей (или коэффициент связности) позволяет получить по одному режиму динамического гашения колебания по координатам y_1 , y_2 . Влияние силы сопротивления ($b_2 \neq 0$) приводит к специфическим амплитудно-частотным характеристикам, когда ограничения проявляются на росте резонансных процессов и приводят к «размыванию» частот, соответствующих режимам динамического гашения, теряющих острую «нулевую» значимость на конкретной частоте.

Заключение

1. Предложена концепция построения математических моделей механических колебательных систем, содержащих в своем составе структурные образования из типовых элементарных звеньев (сложных звеньев системы), обладающих приведенными параметрами жесткости.

2. Показано, что формализм построения математических моделей допускает использование структурных образований в общей схеме вывода уравнений без детализации представлений о структурном образовании как сложном элементе.

3. Предложена методологическая основа построения структурных математических моделей расчетных схем технических объектов, содержащих в своем составе рычажные механизмы и сложные элементы в виде структурных образований.

4. Получены аналитические соотношения, определяющие особенности формирования вибрационного поля технологической машины с возможностями

настройки и корректировки динамических состояний рабочего органа в плане распределение амплитуд колебаний точек протяженного рабочего органа.

Список литературы

1. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения: монография. – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2011. – 569 с.
2. Eliseev A.V., Kopylov Yu.R., Eliseev S.V. Possibilities of dynamic correction of structure of vibration fields of working elements of technological machines // International Conference on Recent Advances in Engineering, Technology and Applied Sciences Conference Proceedings. 2017. P. 65-71.
3. Вьюнг К.Ч. Новые возможности изменения динамических состояний вибрационных технологических машин // Системы. Методы. Технологии. 2018. № 2 (38). С. 25-31.
4. Ляшенко В.И., Дятчин В.З., Франчук В.П. Повышение эффективности и надежности работы колосникового вибрационного грохота-перегрузателя типа ГПК для горной промышленности // Черная металлургия. Бюллетень научно-технической и экономической информации. 2015. №3. С. 28-33.
5. Елисеев С.В. Прикладной системный анализ и структурное математическое моделирование (динамика транспортных и технологических машин: связность движений, вибрационные взаимодействия, рычажные связи): монография / С.В. Елисеев; отв. ред. А.И. Артюнин. – Иркутск: ИрГУПС, 2018. – 692 с.
6. Елисеев А.В. Динамика машин. Системные представления, структурные схемы и связи элементов: монография / А.В. Елисеев, Н.К. Кузнецов, А.О. Московских. – М.: Инновационное машиностроение, 2019. – 381 с.
7. Махутов Н.А. Современные тенденции развития научных исследований по проблемам машиноведения и машиностроения / Н.А. Махутов, В.П. Петров, В.И. Куксова, Г.В. Москвитин // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2008. №3. С. 16-37.
8. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей. – Новосибирск: Наука, 2015. – 332 с.
9. Елисеев С.В., Хоменко А.П., Логунов А.С. Использование в схемах пневматической защиты механизмов или устройств с преобразованием движения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 1 (25). С. 8-13.

Сведения об авторах:

Елисеев Сергей Викторович – д.т.н., профессор, советник при ректорате по научной работе, ИрГУПС, г. Иркутск;

Кузнецов Николай Константинович – д.т.н., профессор кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении, ИрННТУ, г. Иркутск;

Большаков Роман Сергеевич – к.т.н., доцент кафедры «Управление эксплуатационной работой», ИрГУПС, г. Иркутск;

Елисеев Андрей Владимирович – к.т.н., доцент кафедры математики, ИрГУПС, г.Иркутск.