

ДИНАМИКА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН С УЧЕТОМ РЕАЛИЗАЦИИ РЕЖИМОВ ОДНОВРЕМЕННОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ

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

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, Иркутск;

²Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск

Ключевые слова: механическая колебательная система, структурное математическое моделирование, передаточные функции, вибровозбудитель, одновременное динамическое гашение колебаний, вибрационный технологический стенд.

Аннотация. Развивается методология структурного математического моделирования в задачах оценки, коррекции и формирования динамических состояний механических колебательных систем, включающих в состав дополнительные связи с варьируемым параметром. Цель исследования заключается в развитии научно-методологических основ оценки динамических взаимодействий элементов вибрационных технологических машин и элементов транспортных средств в условиях вибрационного нагружения. Развиваемый подход основан на сопоставлении механическим колебательным системам, используемым в качестве расчётных схем технических объектов, схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. В рамках структурного подхода особенности динамического состояния определяются на основе передаточных функций, которые представляют динамическую податливость и отношение амплитуд колебания обобщённой координаты к амплитуде колебаний силового возмущения. Для обобщения существенных особенностей инерционно-упругих и рычажных связей, выражающихся в количестве резонансов, режимов динамического гашения и знакоопределённых форм динамических взаимодействий элементов совокупности систем, зависящей от варьируемого вариационного параметра, вводится понятие инварианта динамической связи. Показано, что изменение ряда варьируемых параметров дополнительных связей или коэффициентов функциональной зависимости внешних силовых или кинематических возмущений способно существенным образом менять динамические состояния, в частности, приводить к предельному сближению собственных и парциальных частот системы или обеспечивать режимы одновременного динамического гашения колебаний. Разработка математических моделей для контроля коррекции формирования динамических состояний в условиях вибрационного нагружения с помощью двух вибровозбудителей, работающих в условиях динамического гашения колебаний.

DYNAMICS OF THE WORKING BODIES OF VIBRATING TECHNOLOGICAL MACHINES, TAKING INTO ACCOUNT THE IMPLEMENTATION OF SIMULTANEOUS DYNAMIC VIBRATION DAMPING MODES

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

¹Irkutsk State Transport University, Irkutsk;

²Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk

Keywords: mechanical oscillatory system, structural mathematical modeling, transfer functions, vibration exciter, simultaneous dynamic vibration damping, vibration technological stand.

Abstract. The methodology of structural mathematical modeling is being developed in the tasks of evaluating, correcting and forming dynamic states of mechanical oscillatory systems, which include additional connections with a variable parameter. The purpose of the study is to develop the scientific and methodological foundations for evaluating the dynamic interactions of elements of vibrating technological machines and elements of vehicles under vibration loading conditions. The developed approach is based on a comparison of mechanical oscillatory systems used as design schemes of technical objects, schemes of dynamically equivalent automatic control systems. Within the framework of the structural approach, the features of the dynamic state are determined on the basis of transfer functions, which represent the dynamic compliance and the ratio of the oscillation amplitudes of the generalized coordinate to the amplitude of the oscillations of the force disturbance. To generalize the essential features of inertial-elastic and lever connections, expressed in the number of resonances, dynamic damping modes and familiar forms of dynamic interactions of elements of a set of systems depending on a variable variational parameter, the concept of a dynamic coupling invariant is introduced. It is shown that a change in a number of variable parameters of additional connections or coefficients of functional dependence of external force or kinematic disturbances can significantly change dynamic

states, in particular, lead to an extreme convergence of the natural and partial frequencies of the system or provide modes of simultaneous dynamic damping of vibrations. Development of mathematical models to control the correction of the formation of dynamic states under conditions of vibration loading using two vibration exciters operating under conditions of dynamic vibration damping.

Введение. Вибрационные технологические машины играют значительную роль во многих отраслях промышленности, таких как строительная индустрия, добыча и переработка полезных ископаемых, горнорудная промышленность, металлургия [1, 2]. Актуальной задачей становится разработка вибрационных стендов для проведения прочностных испытаний лонжеронов транспортных средств. Такие стенды позволят повысить качество и надёжность продукции, снизить риск аварий и катастроф, связанных с разрушением лонжеронов [3-7]. В области проведения вибрационных испытаний существует ряд теоретических и практических работ, которые внесли значительный вклад в развитие этой области [8-10].

Эффективность работы технологических машин напрямую зависит от настройки вибрационных полей рабочих органов и управления распределением амплитуд колебаний. Настройка вибрационных полей обеспечивает оптимальные условия работы машин и повышает их производительность. Однако настройка вибрационных полей требует учёта множества факторов, таких как конструктивные особенности машин, режимы работы, внешние воздействия и динамические свойства механических колебательных систем [11, 12].

Для решения задач динамики вибрационных машин используются дополнительные связи в виде механизмов и устройств для преобразования движения и создания рычажных связей. Управление структурой вибрационных полей является во многом задачей поиска и разработки способов и средств целенаправленного формирования динамических свойств механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, состоящих из массоинерционных элементов, совершающих сложные движения в плоских и пространственных формах [13-15].

Теоретические аспекты формирования структуры вибрационных полей, особенности распределения амплитуд колебаний по длине рабочего органа, особенности расположения узлов колебаний, оценки влияния связности внешних возмущений, динамические эффекты взаимодействия элементов систем нашли отражение в работах последних лет, инициирует развитие методов математического моделирования, как основы оценки динамических возможностей в настройке вибрационных полей технологических машин [16-18].

Вместе с тем, к недостаткам текущего уровня развития вибрационных стендов можно отнести следующие особенности: сложность настройки вибрационных полей, требующая учёта множества факторов; необходимость использования дополнительных связей и механизмов для управления структурой вибрационных полей; недостаточное внимание к теоретическим аспектам формирования структуры вибрационных полей и динамическим свойствам механических колебательных систем.

Статья посвящена разработке методов построения математических моделей для определения, оценки и коррекции взаимодействия рабочих органов и технологической нагрузки вибрационных технологических машин с расчетными схемами в виде механических колебательных систем, с учетом реализации режимов динамического гашения колебаний одновременно по нескольким координатам.

I. Основные положения. Постановка задачи исследования. На основе вибрационного стенда (рис. 1) разработана усовершенствованная расчетная схема в виде механической колебательной системы, образованное упругими элементами, сосредоточенными массами, отображающих вибровозбудители, твердыми телами с массами и моментами инерции, вынужденные колебания которой реализуются посредством связанных силовых возмущений со стороны двух вибровозбудителей. Связность внешних возмущений определяется коэффициентом, положительные значения которого определяют отношения амплитуд синфазных гармонических колебаний, а его отрицательные значения определяют отношение амплитуд гармонических колебаний находящихся в противофазе. Внешние возмущения приводят к колебаниям образца в различных формах.



Рис. 1. «Стандартный» вибрационный испытательный стенд: а – фрагмент лопасти вертолета в состоянии вибрационного нагружения; б – вибрационный возбудитель колебаний

Задача заключается в разработке метода оценки, формирования и коррекции динамического состояния испытательного образца в зависимости от частоты и связности внешних воздействий и разработка метода нахождения режимов вибрационного гашения колебаний одновременно по нескольким координатам. В качестве частной задачи, необходимо определить коэффициент связности, обеспечивающий гашение колебаний по одной координате.

II. Структурная математическая модель. На основе расчетной схемы в виде механической колебательной системы строится математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений в виде уравнений Лагранжа 2-ого рода:

$$\tau \cdot \ddot{\bar{y}} + \pi \cdot \dot{\bar{y}} = \bar{Q}, \quad (1)$$

где \bar{y} – вектор обобщенных координат, τ – матрица массоинерционных коэффициентов, π – матрица жесткости, \bar{Q} – внешнее силовое возмущений вида $Q(\gamma) = Q_0 + \gamma Q_1$.

Система дифференциальных уравнений (1) может быть преобразована под действием интегральных преобразований Лапласа в систему алгебраических уравнений с учетом равенства нулю начальных условий:

$$(\tau \cdot p^2 + \pi) \cdot \bar{y} = \bar{Q}, \quad (2)$$

где $p = j\omega$, $j^2 = -1$ [19].

Представленная система уравнений (2) может быть преобразована в обобщенную (матричную) структурную схему систему автоматического управления (рис. 2).

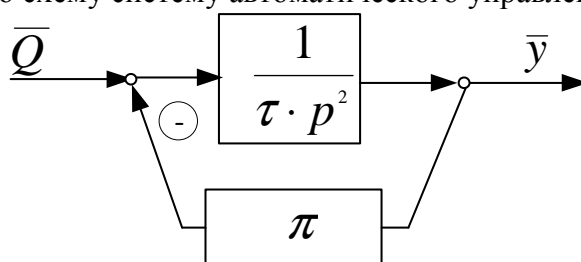


Рис. 2. Обобщенная структурная схема механической колебательной системы

На основе обобщенной структурной схемы (рис. 2) могут быть построены передаточные функции системы:

$$W_i = \frac{\bar{y}_i}{Q_0}, \quad (3)$$

в физическом смысле отображающие представления о динамической податливости.

Амплитудно-частотные характеристики передаточных функций W_i позволяют оценивать динамические состояния в зависимости от частот и коэффициентов связности внешних силовых возмущений γ .

III. Определение режимов динамического гашения. На рисунке 3 представлены графики частот динамического гашения колебаний координат в зависимости от коэффициента связности внешних возмущений γ .

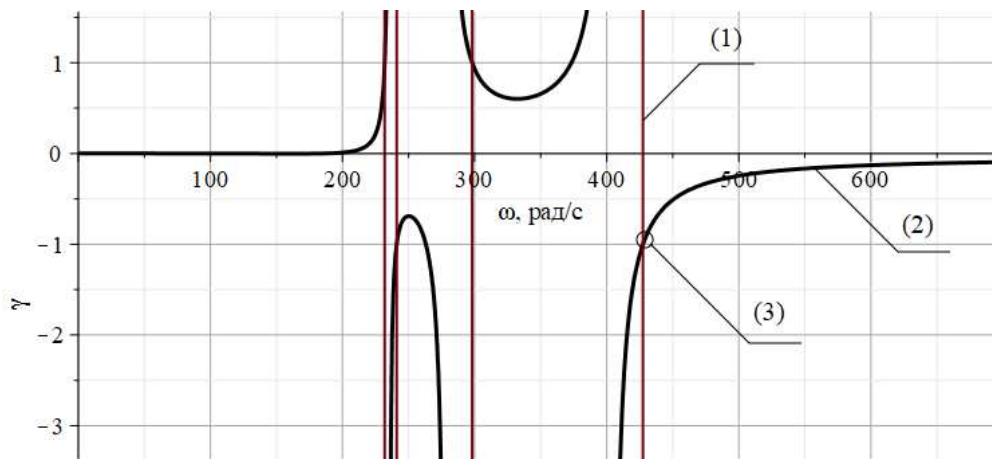


Рис. 3. Режимы динамического гашения колебаний координаты y_4 : (1) – собственные частоты, (2) – кривые, абсциссы, которых обнуляют числитель передаточных функций, отображают режимы динамического гашения колебаний, (3) – «ложный» режим динамического гашения колебаний соответствует предельному сближению частоты динамического гашения колебания с собственной частотой

Частоты динамического гашения координат для фиксированного коэффициента γ определяются из условий равенства нулю числителя соответствующей передаточной функции (3).

Совмещение графиков (рис. 3) для различных пар координат системы или аналитическое решение уравнений, представляющих собой равенства числителей соответствующих передаточных функций в виде многочленов в зависимости от коэффициента связности, определяют собой алгоритмическую основу для нахождения режимов одновременного динамического гашения колебаний. Необходимо отметить, что не все значения частот, соответствующие фиксированному значению коэффициента связности γ являются частотами, обеспечивающими нулевые амплитуды колебаний выбранной координаты системы. Частотами динамического гашения колебаний служат только те, которые не совпадают с собственными частотами системы.

Предельное сближение частот динамического гашения колебаний с собственными частотами системы, вызванное варьированием коэффициента связности γ , приводит к неопределенности в значениях амплитудно-частотной характеристики, числитель и знаменатель которой стремятся к нулю; разрешение неопределенности проявляется во взаимном устранении как режима динамического гашения колебания, проявляющегося в обнулении амплитуды колебания, так и эффекта резонанса, проявляющегося в неограниченном возрастании амплитуд колебания системы; результирующая амплитудно-частотная характеристика в предельной частоте имеет конечное ненулевое значение.

Заключение. В результате проведенных исследований разработана совокупность методов: метод раскрытия неопределенности амплитудно-частотной характеристики передаточной функции в предельном сближении частоты динамического гашения колебаний с одной из частот собственных колебаний механической колебательной системы, находящейся в условиях связанных силовых возмущений; метод определения критических значений одиночного вариационного параметра дополнительной связи, приводящих к изменению количества резонансов, режимов динамического гашения колебаний и форм динамических взаимодействий, отображающих синфазные и противофазные колебания входных и выходных возмущений для рычажных или инерционно-упругих связей; метод определения критических границ областей, задаваемых декартовым произведением двух вариационных параметров дополнительной связи, в точках которых реализуется изменение количества резонансов, режимов динамического гашения колебаний и форм динамических взаимодействий, отображающих синфазные и противофазные колебания входных и выходных возмущений для рычажных или инерционно-упругих связей; метод определения режимов динамического гашения колебаний по координатам механической колебательной

системы с сосредоточенными параметрами, находящейся в условиях связанных силовых нагрузений, с учётом вариационного параметра дополнительной связи в виде коэффициента функциональной зависимости между внешними силовыми возмущениями.

Научная новизна исследования заключается в том, что в рамках методологии структурного математического моделирования разработан подход к построению математических моделей взаимодействия элементов вибрационных технологических машин с расчетными схемами в виде механических колебательных систем, основанный на классификации рычажных и инерционно-упругих связей между входными и выходными возмущениями, а так же межпарциальных связей кинематической или силовой природы, по признаку совокупности числа резонансов, режимов динамического гашения колебаний и форм динамических взаимодействий, проявляющихся в синфазных или противофазных колебаниях, сохраняющейся как постоянная величина в зависимости от вариационного параметра дополнительной связи, включая функциональную связь между внешними возмущениями силовой или кинематической природы.

Разработанный подход обладает потенциалом практической значимости в области повышения эффективности и надёжности работы вибрационных технологических машин; обеспечения оптимальных условий работы и повышение производительности вибрационных машин; развития методов математического моделирования и оптимизации процессов настройки вибрационных технологических стендов.

Список литературы

1. Блехман И.И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.
2. Clarence W. de Silva. Vibration. Fundamentals and Practice. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
3. Патент №2052787 РФ. Стенд для динамических испытаний конструкций балочного типа воздушного винта летательного аппарата / П.С. Шелковников. – Заявка № 5060683/28 от 29.06.1992; опубл. 20.01.1996.
4. Патент №2102713 РФ. Стенд для динамических испытаний элементов воздушного винта летательного аппарата / П.С. Шелковников. – Заявка № 96106180/28 от 29.03.1996; опубл. 20.01.1998.
5. Патент №2137108 РФ. Стенд для динамических испытаний элементов воздушного винта летательного аппарата / В.И. Новиков, Ю.М. Горегляд, С.М. Рогов, И.В. Рыбочкин. – Заявка № 98103046/28 от 20.02.1998; опубл. 10.09.1999.
6. Патент №2163714 РФ. Стенд для усталостных испытаний образцов лопастей воздушного винта летательного аппарата / Б.С. Сиротинский, Ф.Х. Нетфуллов, В.М. Пчелкин, Н.И. Дорошенко. – Заявка №99123202/28 от 03.11.1999; опубл. 27.02.2001.
7. Патент №2767594 РФ. Способ усталостных испытаний лопастей воздушного винта и установка для его осуществления / К.С. Щербань, Д.С. Федоров, В.М. Син. – Заявка № 2021112652 от 30.04.2021; опубл. 17.03.2022.
8. Испытательная техника. В 2-х томах. Справочник. Том 1 / Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1982. – 528 с.
9. Шамшура С.А. Математическая модель оборудования циклических испытаний лонжеронов лопастей вертолетов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2008. – № 3(31). – С. 12-20.
10. Бохоева Л.А., Рогов В.Е., Курохтин В.Ю., Перевалов А.В., Чермошенцева А.С. Определение ресурсных характеристик изделий авиационной техники на основе стендовых испытаний с использованием компьютерных технологий на примере лопасти винта вертолета // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 4(28). – С. 36-42.
11. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects. – Cham: Springer International Publishing, 2020. – 521 p.
12. Eliseev AV. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. Hershey, PA: IGI Global, 2023. – 288 p.
13. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: ИГУ, 2008. – 523 с.
14. Елисеев С.В., Хоменко А.П. Динамическое гашение колебаний: концепция обратной связи и структурные методы математического моделирования. – Новосибирск: Наука, 2014. – 357 с.
15. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of Vibration Protection. – Springer International Publishing, Switzerland, 2016. – 708 p.
16. Елисеев С.В., Кузнецов Н.К., Каимов Е.В., Нгуен Д.Х. Рабочий орган вибрационных машин как динамический гаситель колебаний // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2016. – № 4 (111). – С. 24-39.

17. Елисеев А.В., Выюнг К.Ч. Некоторые возможности управления одномерным вибрационным полем технологической машины // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2016. – № 1(49). – С. 33-41.
18. Елисеев А.В., Мамаев Л.А., Ситов И.С. Некоторые подходы к обоснованию схемы инерционного возбуждения в технологических вибрационных машинах // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 4(28). – С. 15-24.
19. Лурье А.И. Операционное исчисление и применение в технических приложениях. – М.: Наука, 1959. – 368 с.

References

1. Blekhman I.I. Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology. – SPb.: Publ. house "Ore and Metals", 2013. – 640 p.
2. Clarence W. de Silva. Vibration. Fundamentals and Practice. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
3. Patent No. 2052787 RU. Stand for dynamic testing of structures of the beam type of an aircraft propeller / P.S. Shelkovnikov. – Appl. No. 5060683/28 from 29.06.1992; publ. on 20.01.1996.
4. Patent No. 2102713 RU. Stand for dynamic testing of aircraft propeller elements / P.S. Shelkovnikov. – Appl. No. 96106180/28 from 29.03.1996; publ. 20.01.1998.
5. Patent No. 2137108 RU. Stand for dynamic testing of aircraft propeller elements / V.I. Novikov, Yu.M. Goreglyad, S.M. Rogov, I.V. Rybochkin. – Appl. No. 98103046/28 from 20.02.1998; publ. 10.09.1999.
6. Patent No. 2163714 RU. Stand for fatigue tests of samples of aircraft propeller blades / B.S. Sirotinsky, F.H. Netfullov, V.M. Pchelkin, N.I. Doroshenko. – Appl. No. 99123202/28 from 03.11.1999; publ. 27.02.2001.
7. Patent No. 2767594 RU. Method of fatigue testing of propeller blades and an installation for its implementation / K.S. Shcherban, D.S. Fedorov, V.M. Sin. – Appl. No. 2021112652 from 30.04.2024; publ. 17.03.2022.
8. Testing equipment. In 2 vol. Guide. Vol. 1 / Edited by V.V. Klyuev. – M.: Mechanical Engineering, 1982. – 528 p.
9. Shamshura S.A. Mathematical model of equipment for cyclic testing of helicopter blade spars // Bulletin of the Rostov State University of Railway Engineering. 2008, no. 3(31), pp. 12-20.
10. Bokhoeva L.A., Rogov V.E., Kurokhtin V.Yu., Perevalov A.V., Chermoshentseva A.S. Determination of the resource characteristics of aircraft products based on bench tests using computer technology on the example of a helicopter propeller blade // Systems. Methods. Technologies. 2015, no. 4(28), pp. 36-42.
11. Eliseev S.V., Eliseev A.V. Theory of Oscillations. Structural Mathematical Modeling in Problems of Dynamics of Technical Objects. – Cham: Springer International Publishing, 2020. – 521 p.
12. Eliseev AV. Structural Mathematical Modeling Applications in Technological Machines and Transportation Vehicles. Hershey, PA: IGI Global, 2023. – 288 p.
13. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. – Irkutsk: ISU, 2008. – 523 p.
14. Eliseev S.V., Khomenko A.P. Dynamic vibration damping: feedback concept and structural methods of mathematical modeling. – Novosibirsk: Science, 2014. – 357 p.
15. Karnovsky I.A., Lebed E. Theory of Vibration Protection. – Springer International Publishing, Switzerland, 2016. – 708 p.
16. Eliseev S.V., Kuznetsov N.K., Kaimov E.V., Nguyen D.H. The working organ of vibrating machines as a dynamic vibration dampener // Bulletin of the Irkutsk State Technical University. 2016, no. 4(111), pp. 24-39.
17. Eliseev A.V., Vyong K.Ch. Some possibilities of controlling a one-dimensional vibrational field of a technological machine // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2016, no. 1(49), pp. 33-41.
18. Eliseev A.V., Mamaev L.A., Sotov I.S. Some approaches to substantiating the scheme of inertial excitation in technological vibration machines // Systems. Methods. Technologies. 2015, no. 4(28), pp. 15-24.
19. Lurie A.I. Operational calculus and application in technical applications. – M.: Science, 1959. – 368 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

| | |
|--|---|
| Миронов Артем Сергеевич – соискатель, НОЦ современных технологий, системного анализа и моделирования | Mironov Artyom Sergeevich – applicant, REC of modern technologies, system analysis and modeling |
| Елисеев Андрей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры математики, ИрГУПС, доцент кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении ИрННТУ | Eliseev Andrey Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of mathematics of IrSTU, associate professor of the Department of design and standardization in mechanical engineering of IrNRTU |
| Кузнецов Николай Константинович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой конструирования и стандартизации в машиностроении eavsh@ya.ru | Kuznetsov Nikolai Konstantinovich – doctor of technical sciences, professor, head of the Department of engineering and standardization in mechanical engineering |

Получена 09.10.2024