

ВЕРИФИКАЦИЯ МОДАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ТРАНСМИССИИ С ЦЕЛЮ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ NVH-ПАРАМЕТРОВ

И.А. Трусевич¹, С.В. Абдулов¹, В.Б. Держанский²,
И.А. Тараторкин³, А.И. Тараторкин³, А.А. Волков³

¹ Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия

² Курганский государственный университет, г. Курган, Россия

³ Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

Производители и покупатели современных автомобилей, обращают все большее внимание на виброакустические характеристики как на основной показатель комфорта. Шум и вибрация являются нежелательными явлениями и приводят к потерям энергии и сокращению срока эксплуатации, а уменьшение их уровня достигается применением современных методов оптимизации NVH-параметров трансмиссий. Неотъемлемой частью реализации данной методологии и одновременно целью предлагаемой работы является создание верифицированной модальной модели перспективной автоматической коробки передач (АКП). Данная модальная модель АКП должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации.

В работе приводятся результаты расчетного и экспериментального модального анализа как отдельных деталей АКП, так и АКП в сборе. При проведении экспериментального исследования использовался программно-аппаратный комплекс LMS Scadas Mobile SCM05 с программным обеспечением Simcenter Testlab в программном приложении Impact Testing. Обработка результатов экспериментального исследования осуществлялась в программном продукте Simcenter Testlab Modal Analysis с применением метода PolyMAX. Аналитическое исследование выполнялось с применением программного продукта Simcenter 3D с решателем Real Engenvalues и последующим преобразованием полученных результатов для проведения верификации. Верификация осуществлялась путем оценки степени сходимости модальных характеристик с помощью критерия модальной достоверности (MAC-критерий). Новизна исследования заключается в разработке верифицированной модальной модели перспективной АКП, позволяющей на ранних этапах проектирования выполнить оптимизацию NVH-параметров.

В соответствии с целью работы была создана верифицированная модальная модель перспективной АКП. В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований были получены модальные характеристики отдельных элементов конструкции и АКП в сборе. Результаты исследования позволили уточнить комплекс методов и подходов для проведения исследований модальных характеристик, которые в дальнейшем могут быть использованы при проектировании транспортных машин.

Ключевые слова: NVH, критерий модальной достоверности, коробка передач, собственные формы, симуляция, модальный анализ, верификация, экспериментальное исследование.

Введение

Защита человека от шума и вибраций, а также обеспечение акустического комфорта при эксплуатации транспортных машин являются важными задачами при разработке новых трансмиссий и энергосиловых блоков. В ряде случаев для достижения прочности и долговечности элементов конструкций трансмиссионных систем требуется произвести анализ акустической нагруженности. Вычислительные методы такого анализа активно применяются разработчиками транспортных машин для оценки влияния конструктивных параметров изделий на акустические характеристики, а также для повышения эффективности их использования. В то же время доступные методы и приборы для измерения вибрации и акустической эмиссии в первую очередь направлены на диагностику механизмов, которые работают в условиях квазистатической нагрузки и в условиях изменения скоростей вращения и нагрузок, типичных для автомобилей и тракторов. Между тем достижение приемлемых значений вибрации и акустической эмиссии, критичных для комфорта в

Численные методы моделирования

автомобиле, является еще одной важной инженерной задачей. Это достигается применением современных методов проектирования и оптимизации конструкций, быстрым и осознанным внесением изменений и доработок.

Главной целью данной работы являлось создание верифицированной модальной модели перспективной автоматической коробки передач (АКП), которая должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации. Новизна исследования заключается в разработке верифицированной модальной модели перспективной АКП, позволяющей на ранних этапах проектирования выполнить оптимизацию NVH-параметров.

Достижение поставленной цели осуществляется на основе методологии расчетно-экспериментального модального анализа, изложенного в работах Хейлена, Саса и др. [1–15]. В процессе достижения указанной цели необходимо было выполнить экспериментальный модальный анализ как с отдельными деталями АКП, так и с АКП в сборе, обработку полученных экспериментальных данных, определение необходимых параметров для верификации модальной модели.

Для достижения указанной цели в процессе работы должны быть решены следующие задачи:

- выполнение экспериментального модального анализа отдельных деталей АКП (так называемые резонансные испытания);
- выполнение экспериментального модального анализа АКП в сборе;
- создание модальной модели АКП и оценка степени сходимости расчетных и экспериментальных модальных характеристик с помощью критерия модальной достоверности (MAC-критерий).

Решение поставленных задач осуществляется посредством современных программно-аппаратных комплексов, реализующих аппарат модального анализа конструкций посредством конечно-элементных моделей.

Аналогичные задачи приходится решать многим разработчикам во всем мире. Так, некоторые из них применяют схожий подход к экспериментальному исследованию и последующей обработке полученных данных [16], другие изучают модальные характеристики подобных объектов [17] и используют различные программные продукты для решения сопоставимых задач [18, 19].

Экспериментальное исследование

При проведении экспериментальных исследований используется программно-аппаратный комплекс LMS Scadas Mobile SCM05 с программным обеспечением SimcenterTestlab в программном приложении Impact Testing [20]. Обработка собранных АЧХ и расчет модальных характеристик производились с помощью приложения Simcenter Testlab Modal Analysis совместно с опцией PolyMAX [21] и автоматическим определением полюсов (корней) уравнений.

Модальные испытания проводились с помощью возбуждения корпусных деталей «модальным молотком». Условия закрепления деталей – свободные, с обезвешиванием с помощью резиновых амортизаторов. Перед началом работы с каждой корпусной деталью она размечалась маркером с указанием номеров узлов возбуждения, а также предварительно определялись места размещения опорных акселерометров, которые в процессе возбуждения, могли уточняться.

Программное обеспечение Simcenter Impact Testing в процессе сбора данных автоматически отбраковывало двойные удары и удары, уровень которых был выше диапазона, т. е. удары с перегрузкой. Воспроизводимость (одинаковость) ударных импульсов контролировалась визуально оператором по функции когерентности, которая рассчитывалась в реальном масштабе времени после каждого возбуждающего импульса. После выполнения запланированной серии ударов по конкретному узлу осредненное значение АЧХ, функция когерентности, спектральная плотность мощности опорного канала и всех откликов на акселерометрах записывались на регистратор (накопитель). Такая информация записывалась в процессе испытаний по каждому возбуждаемому узлу.

В качестве основного метода обработки измеренных АЧХ для получения модальных характеристик применялся метод PolyMAX. Он позволяет более точно выделять близко расположенные моды, фильтровать математические полюсы и хорошо справляться с нелинейными конструкциями. В отличие от других методов PolyMAX использует многоопорный (полиреференсный) комплексный метод наименьших квадратов в частотной области. В качестве исходных данных в

методе PolyMAX также используются амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), но представление измеренных АЧХ в этом методе принято в так называемой правой части матрицы модели (right matrix-fraction model):

$$[H(\omega)] = \sum_{r=0}^p z^r [\beta_r] \cdot \left(\sum_{r=0}^p z^r [\alpha_r] \right)^{-1}, \quad (1)$$

где $[H(\omega)] \in C^{l \times m}$ – матрица, содержащая АЧХ между всеми m входами и всеми l выходами, $[\beta_r] \in C^{l \times m}$ – матрица числителей полиномиальных коэффициентов, $[\alpha_r] \in C^{m \times m}$ – матрица знаменателей полиномиальных коэффициентов, p – порядок модели.

В этом матричном уравнении используется так называемая модель в Z -области (то есть модель в частотной области, которая выведена из дискретной временной модели):

$$Z = e^{j\omega \Delta f}, \quad (2)$$

где Δf – интервал дискретизации по времени.

Уравнение 2 может быть записано для всех значений частотной оси данных АЧХ. Далее решение методом наименьших квадратов этих уравнений (после линеаризации) позволит найти в основном неизвестные коэффициенты модели. Программное обеспечение Simcenter Testlab позволяло находить полюсы в автоматическом режиме с использованием опции автоматического выбора полюсов, что сильно облегчало задачу выполнения модального анализа.

На рис. 1 приведены фото «обезвешенных» корпусных деталей перспективной АКП с нанесенными на них маркером точками-узлами геометрической модели.

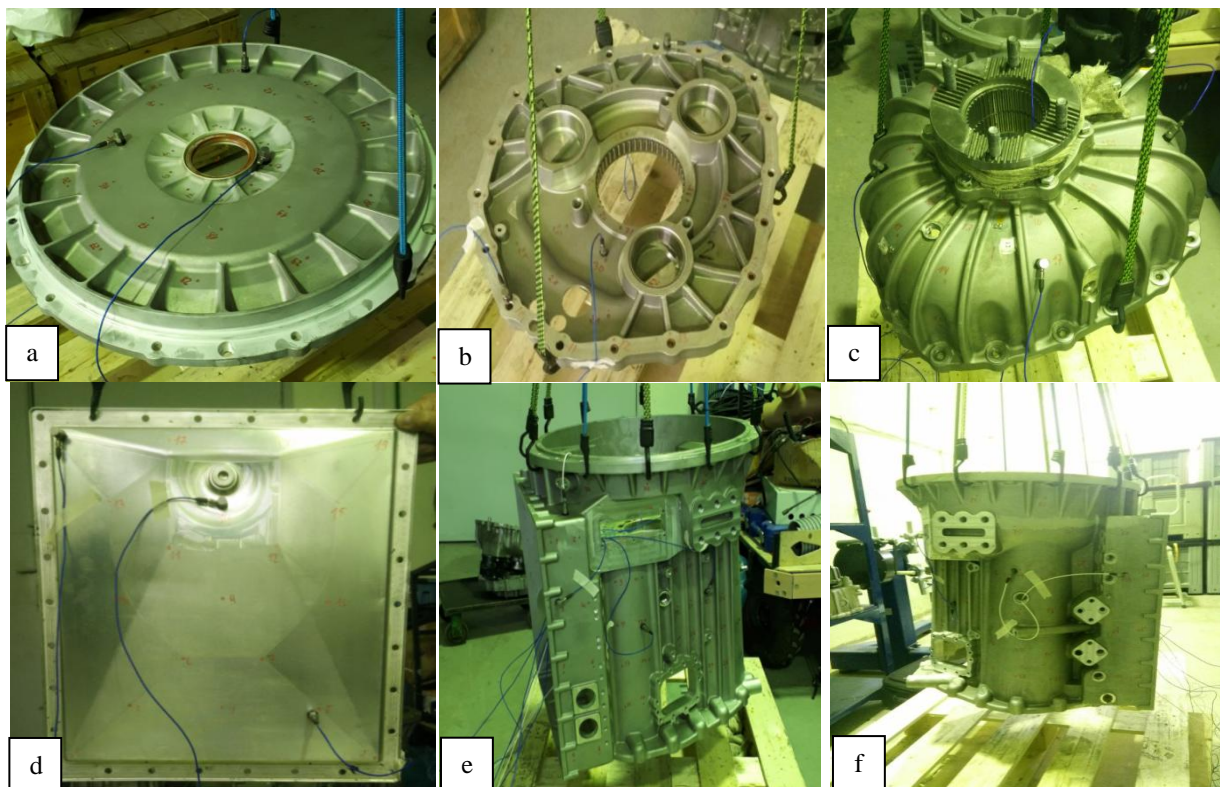


Рис. 1. Общий вид деталей АКП с разметкой узлов геометрии:

а – крышка сцепления, б – проставка; с – крышка демультипликатора; d – поддон; е и f – картер

По результатам модального анализа для каждой детали и АКП в сборе были получены собственные формы колебаний и соответствующие им частоты и коэффициенты демпфирования. В процессе анализа некоторые из полученных собственных форм могли быть с помощью специальных параметров отброшены как не существующие.

Координаты узлов геометрической модели задавались без эйлеровых углов для простых деталей, имеющих плоскую симметричную форму, и с заданием углов разворота локальной системы координат относительно глобальной системы координат для деталей, имеющих более слож-

Численные методы моделирования

ную конфигурацию для обеспечения перпендикулярности направления вектора удара относительно поверхности. При этом геометрическая модель синхронизировалась с моделью, использованной для расчетов в Simcenter 3D.

Корпус АКП являлся основной и наиболее интересной деталью с точки зрения расчета собственных форм колебаний, поскольку именно он в наибольшей степени воспринимает и передает колебания от вращающихся частей наружу, создавая тем самым акустический шум.

Помимо экспериментального исследования отдельных корпусных деталей было выполнено и модальное испытание АКП в сборе уже в условиях стенда, соответствующего условиям реальной эксплуатации. В результате обработки полученных данных были определены модальные характеристики элементов конструкции картера опытной АКП: собственные частоты колебаний, собственные формы колебаний и коэффициенты демпфирования, которые использовались на следующих этапах создания верифицированной модальной модели. На рис. 2 приведены результаты расчета модальных характеристик АКП в сборе. Помимо формы колебаний внизу указаны номер моды, соответствующие ей частота и коэффициент демпфирования.

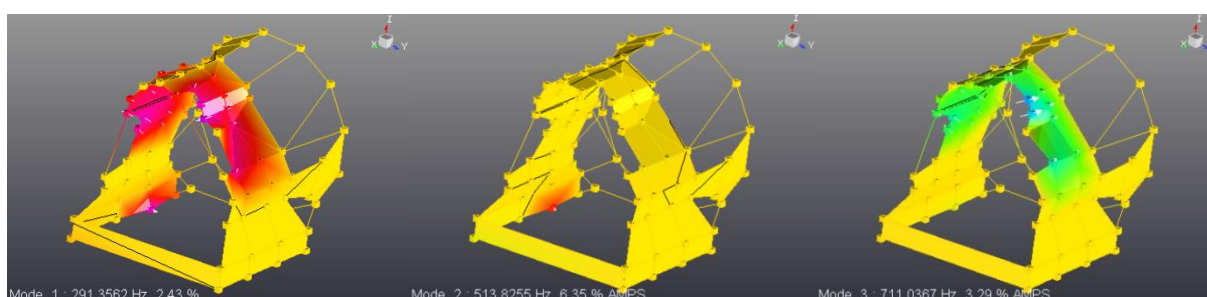


Рис. 2. Результаты эмпирического модального анализа

Аналитическое исследование

При проведении расчетных исследований используется программный продукт Simcenter 3D, являющийся унифицированной, масштабируемой, открытой и расширяемой средой для 3D CAE с возможностью тестирования и последующего сравнения расчетных и полученных экспериментальным путем данных.

Для расчетного определения собственных форм и частот использовались предварительно подготовленные модели корпусных деталей. На основе имеющейся геометрии выполнялось построение конечно-элементной модели корпуса. Характерный размер элемента – 10 мм, что при применении типа элемента STETRA10 позволяет обеспечить достаточную точность проводимого исследования. На основе использования решателя SOL 103 Real Eigenvalues был выполнен конечно-элементный анализ, а затем было осуществлено преобразование полученных результатов для проведения верификации с обработанными в программном продукте Simcenter Testlab результатами экспериментального модального анализа. При этом были исключены статические собственные формы.

Для оценки близости расчетных и экспериментальных форм используем критерий модальной достоверности (MAC) [15] – важный инструмент при разработке современных трансмиссий, позволяющий выполнять численное сравнение модальных векторов, полученных расчетным и экспериментальным путем. Данный критерий отражает степень корреляции двух мод между собой. Критерий модальной достоверности (MAC) является параметром, обозначающим степень связности между формой колебаний из ссылочных данных и формой колебаний из рабочих данных. Этот параметр является скалярным значением от 0 до 1. Согласно этому критерию две независимые моды должны иметь значение этого критерия, близкое к нулю. Значение MAC ближе к 1 означает высокую степень корреляции или связности между двумя формами колебаний.

Пусть нужно сравнить две формы колебаний $\{\Psi A\}$ и $\{\Psi X\}$ (например, $\{\Psi A\}$ – теоретическая (рабочая) форма колебаний и $\{\Psi X\}$ – экспериментально измеренная (ссылочная) форма колебаний). Число MAC задается как скалярное постоянное значение, характеризующее степень согласованности между рабочей формой колебаний $\{\Psi A\}$ и ссылочной формой колебаний $\{\Psi X\}$.

$$MAC(A, X) = \frac{\left| \sum_{j=1}^N \Psi_{X_j} \Psi_{A_j}^* \right|^2}{\sum_{j=1}^N \Psi_{X_j} \Psi_{X_j}^* \sum_{j=1}^N \Psi_{A_j} \Psi_{A_j}^*}, \quad (3)$$

где N – число общих компонентов рабочей и ссылочной форм колебаний, * – означает комплексно сопряженное значение. Если две формы колебаний являются идентичными или отличаются на простой скалярный множитель, то они хорошо коррелируются: $MAC(A, X) = 1$.

На рис. 3, слева, схематично визуализированы подготовленные для проведения сравнения характерные точки, соответствующие нанесенным на корпусную деталь, используемую для проведения расчета, и их перемещения, полученные экспериментальным путем и предварительно обработанные в программном продукте SimcenterTestLab, а справа – полученные расчетным путем.

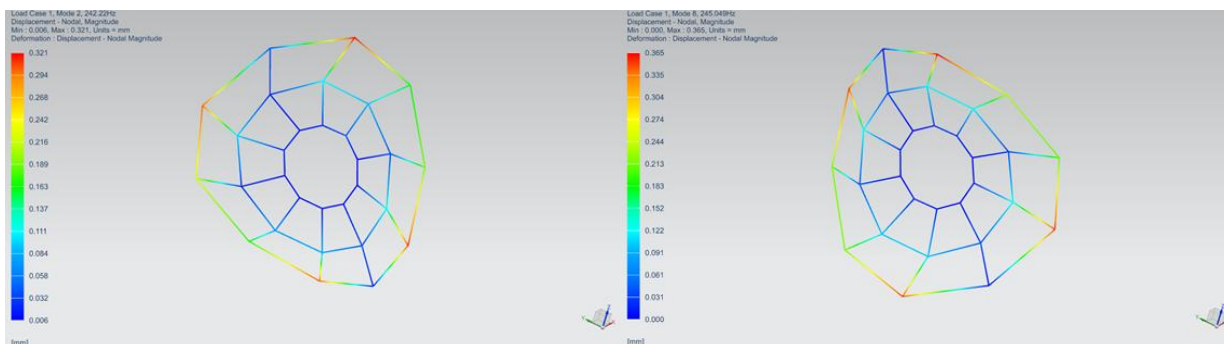


Рис. 3. Собственные формы колебаний крышки сцепления, полученные экспериментальным и расчетным способом

На рис. 4 в качестве примера показаны результаты MAC-анализа крышки сцепления для диапазона частот 242–1887 Гц.

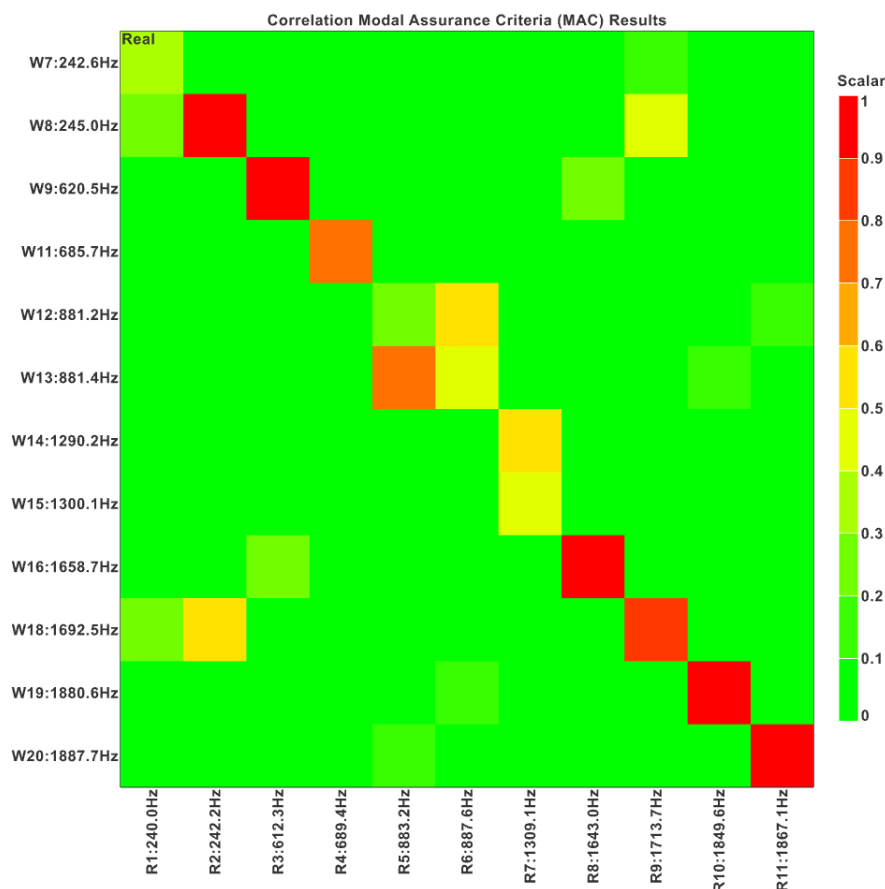


Рис. 4. Критерий модальной достоверности крышки сцепления в диапазоне частот 242–1887 Гц

Численные методы моделирования

На основании таблицы можно сделать вывод о высокой степени корреляции форм колебаний отдельных деталей АКП, полученных экспериментальным и расчетным путем. Заключительным этапом исследования стало сравнение собственных форм и частот АКП в сборе, полученных экспериментально и на основании расчета верифицированной модальной модели. Полученные результаты подтвердили высокую степень достоверности модели и позволяют перейти к следующему этапу работы – оптимизации параметров NVH проектируемой АКП.

Результаты MAC-анализа

Элемент конструкции	Значение MAC-критерия	FrequencyError (%)
Casing	0,71 ... 0,99	0,6 ... 3,6
Demultiplier cover	0,79 ... 0,95	5,0 ... 9,9
Spacer	0,72 ... 0,99	1,0 ... 5,7
Clutch cover	0,77 ... 0,99	0,9 ... 1,3
Pallet	0,71 ... 0,99	1,5 ... 4,7

Заключение

В соответствии с целью исследования разработана верифицированная модальная модель перспективной автоматической коробки передач автомобиля.

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований были получены модальные характеристики отдельных элементов конструкции и АКП в сборе.

Количественная оценка степени сходимости расчетных и экспериментальных модальных характеристик выполнена на основе критерия модальной достоверности (MAC-критерия), величина которого находится в диапазоне от 0,71 до 0,99 (Frequency Error составил от 0,6 до 9,9 %).

Относительно низкое значение MAC-критерия для отдельных форм колебаний определяется неудачным расположением датчиков виброускорений при экспериментальном определении модальных характеристик (передаточных функций). Причиной этого является отсутствие информации о формах колебаний на этапе подготовки к экспериментальному модальному анализу. В будущем при выполнении аналогичных исследовательских работ до проведения испытаний, используя предварительно подготовленные модели корпусных деталей, необходимо выполнить конечно-элементный анализ с целью определения рекомендуемых точек удара молотком для модальных испытаний при проведении экспериментального исследования.

Литература / References

1. Heylen W., Lammens S., Sas P. *Modal Analysis Theory and Testing*. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Division of Production Engineering, Machine Design and Automation, 1998. 340 p.
2. Ewins D.J. *Modal Testing: Theory, Practice and Application, Second Edition*. Research Studies Press LTD, Baldock, England, 2000. 400 p.
3. He J., Fu Z.-F. *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann, 2001. 304 p.
4. Friswell M.I., Mottershead, J.E. *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*. Kluwer Academic Publishers, 1995. 292 p.
5. Carne T.G., Dohrmann C.R. A modal test design strategy for model correlation. *Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference*, Nashville, TN, 13–16 February, 1995, pp. 927–933.
6. Napolitano K.L., Bleslock P.A. Automated Selection of Shaker Locations for Modal Tests. *Proceedings of the 21st International Modal Analysis Conference on Structural Dynamics*, Kissimmee, FL, February, 2003.
7. Snoeys R., Sas P., Heylen W., Van der Auweraer H. Trends in experimental modal analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, January 1987, vol. 1, issue 1, pp. 5–27. DOI: 10.1016/0888-3270(87)90080-X.
8. Wyckaert K., Augusztinovicz F., Sas P. Vibro-acoustical modal analysis: Reciprocity, model symmetry, and model validity. *Journal of The Acoustical Society of America*, 1996, vol. 100, issue 5, pp. 3172–3181. DOI: 10.1121/1.417127.

9. *Modal Analysis and Testing*. Ed. by J.M.M. Silva, N.M.M. Maia. NATO Science Series (Series E: Applied Sciences), vol. 363, Springer, Dordrecht, 1999. 597 p.
10. Helsen J., Cremers L., Mas P., Sas, P. Global static and dynamic car body stiffness based on a single experimental modal analysis test. *Proceedings of ISMA2010 International Conference on Noise and Vibration Engineering including USD2010*, Leuven, Belgium, 20–22 September, 2010, pp. 2505–2521.
11. Lauwagie T., Assche R., Straeten J., Heylen W. A Comparison of Experimental, Operational, and Combined Experimental–Operational Parameter Estimation Techniques. *Proceedings of ISMA2006 International Conference on Noise and Vibration Engineering Volume 1*, Leuven, Belgium, 18–20 September, 2006, pp. 2997–3006.
12. Zanarini A., Coninck F., Sas P. A connecting stiffness optimization procedure to update finite element models of assembled structures. *Proceedings of ISMA2002 International Conference on Noise and Vibration Engineering*, Leuven, Belgium, 16–18 September, 2002, pp. 1019–1030.
13. Heylen W., Janter T. Applications of the modal assurance criterion in dynamic model updating. *Proceedings of the ASME Design Technical Conference*, 1989, vol. 18, pp. 289–294.
14. Heylen W., Janter T. Extensions of the modal assurance criterion. *Journal of Vibration and Acoustics*, October 1990, vol.112, issue 4, pp 468–472. doi:10.1115/1.2930130
15. Allemang R.J. The Modal Assurance Criterion – Twenty Years of Use and Abuse. *Sound and Vibration*, August 2003, vol. 37, pp. 14–21.
16. Xiang T., Lan D., Zhang S., Li W., Lin D. Experimental modal test of the spiral bevel gear wheel using the PolyMAX method. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, vol. 32, pp. 21–28. DOI: 10.1007/s12206-017-1203-0.
17. Xu X., Zhu C.-C., Zhang X.-R., Wang, W.-L., Chen, H.-Y. Experimental modal analysis of heavy duty marine gearbox. *Zhendong yu Chongji/Journal of Vibration and Shock*, July 2011, vol. 30, pp. 266–270.
18. Liu W., Lin T.J., Peng Q.C. Modal Analysis and Experimental Research of Marine Gearbox. *Applied Mechanics and Materials*, July 2014, vol. 607, pp. 405–408.
19. Korka Z., Cojocaru V., Miclosina C.-O. Shape Improvement of a Gearbox Housing Using Modal Analysis. *Romanian Journal of Acoustics and Vibration*, August 2018, vol. 15, pp. 47–52.
20. User manual LMS SCADAS Mobile & Recorder v. 2.1
21. Peeters B., Van der Auweraer H. PolyMax: a revolution in operational modal analysis. *Proceedings of the 1st International Operational Modal Analysis Conference*, Copenhagen, Denmark, 26–27 April, 2005, pp. 13–24.

Трусевич Илья Александрович, инженер-конструктор, акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, mrtrilal@gmail.com

Абдулов Сергей Владимирович, кандидат технических наук, исполнительный директор – главный конструктор, акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган.

Держанский Виктор Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гусеничные машины и прикладная механика», Курганский государственный университет, г. Курган.

Тараторкин Игорь Александрович, доктор технических наук, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург.

Тараторкин Александр Игоревич, кандидат технических наук, научный сотрудник, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург.

Волков Александр Александрович, кандидат технических наук, инженер, Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург.

Поступила в редакцию 16 августа 2021 г.

VERIFICATION OF A MODAL TRANSMISSION MODEL TO PREDICT NVH PARAMETERS**I.A. Trusevich^{1*}, S.V. Abdulov¹, V.B. Derzhansky²,
I.A. Taratorkin³, A.I. Taratorkin³, A.A. Volkov³**¹ *Joint-Stock Company "Special design Bureau of machine building", Kurgan, Russian Federation*² *Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation*³ *Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg, Russian Federation** *mrtrilal@gmail.com*

Manufacturers and buyers of modern vehicles are paying increasing attention to vibroacoustic performance as the main indicator of comfort. Noise and vibration are undesirable phenomena and lead to energy losses and a decline in service life, and their reduction is achieved by using modern methods for optimizing NVH parameters of transmissions. An integral part of the implementation of this methodology and, at the same time, the goal of the proposed work is to create a verified modal model of a promising automatic transmission (AT). This modal model of automatic transmission should adequately describe its vibroacoustic behavior during operation.

The paper presents the results of the calculated and experimental modal analysis, both of individual parts of AT and assembly of AT. During the experimental study, the LMS Scadas Mobile SCM05 hardware-software complex with Simcenter Testlab software in the Impact Testing software application was used. The experimental study results were processed in the Simcenter Testlab Modal Analysis software using the PolyMAX method. The analytical study was carried out using the Simcenter 3D software product with the Real Engenvalues solver and the subsequent transformation of the obtained results for verification. Verification was carried out by assessing the degree of convergence of modal characteristics using a modal assurance criterion (MAC). The novelty of the research lies in the development of a verified modal model of a promising AT, which allows optimization of NVH parameters at the early stages of design.

In accordance with the purpose of the work, a verified modal model of a promising AT was created. As a result of the computational and experimental studies, modal characteristics of individual structural elements and AT were obtained. The results of the study made it possible to clarify a set of methods and approaches for carrying out studies of modal characteristics, which can later be used in the design of transport vehicles.

Keywords: NVH, Modal Assurance Criterion, Gearbox, Eigenvalues, Simulation, Modal Analysis, Verification, Experimental Research.

*Received 16 August 2021***ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ**

Верификация модальной модели трансмиссии с целью прогнозирования NVH-параметров / И.А. Трусевич, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 61–68. DOI: 10.14529/engin210306

FOR CITATION

Trusevich I.A., Abdulov S.V., Derzhansky V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Verification of a Modal Transmission Model to Predict NVH Parameters. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 61–68. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210306