

# Расчет и конструирование

УДК 629.3

DOI: 10.14529/engin210401

## АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ ВИБРАЦИОННЫХ НАГРУЗОК, ФОРМИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫМИ ЗАЦЕПЛЕНИЯМИ ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

*И.А. Трусевич<sup>1</sup>, С.В. Абдулов<sup>1</sup>, В.Б. Держанский<sup>2</sup>,  
И.А. Тараторкин<sup>3</sup>, А.И. Тараторкин<sup>3</sup>, А.А. Волков<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, Россия

<sup>2</sup> Курганский государственный университет, г. Курган, Россия

<sup>3</sup> Институт машиноведения УрО РАН, г. Екатеринбург, Россия

Для обеспечения постоянно повышающихся требований к комфортабельности транспортных машин, в первую очередь, характеризующуюся уровнем виброакустического излучения, применяются современные методы оптимизации NVH параметров трансмиссий. Прогресс в развитии программных комплексов позволяет исследовать возмущения, возникающие вследствие проявления нелинейных свойств динамических систем, а также внести обоснованные доработки и изменения на ранних этапах проектирования.

Представленная работа является частью текущего исследования по созданию верифицированной математической модели перспективной автоматической коробки передач (АКП), которая должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации, а ее целью является создание цифровой копии перспективной АКП для шоссейного грузовика категории N2 и оптимизация входящих в нее зубчатых колес.

В работе приводятся описание процессов создания цифрового двойника перспективной АКП в программном продукте Simcenter 3D Motion Transmission Builder и оптимизации зубчатых зацеплений в программном продукте KISSsoft, а также результатов определения оптимальных параметров зубчатых колес. Новизна исследования заключается в создании цифровой копии перспективной АКП, позволяющей моделировать любой режим работы для получения нагрузок, необходимых для определения виброакустического поведения трансмиссии.

В соответствии с целью работы был создан цифровой двойник перспективной автоматической коробки передач грузового автомобиля для определения нагрузок в опорах. В результате проведенных расчетных исследований были получены оптимальные параметры зубчатых колес по критерию минимизации кинематической погрешности передачи. Результаты исследования позволили уточнить алгоритм определения и оптимизации нагрузок, формируемых в зубчатых зацеплениях и передаваемых на корпус трансмиссии, который в дальнейшем может быть использован при проектировании коробок передач и редукторных узлов транспортных машин.

*Ключевые слова:* NVH, коробка передач, кинематическая погрешность, цифровая копия, симуляция, зубчатое зацепление, нелинейность.

### Введение

Производители транспортных машин разрабатывают новые конструкции с учетом повышающихся требований потребителей к различным эксплуатационным характеристикам, показателям надежности и др. Одним из важнейших требований является обеспечение высокой комфортабельности, определяемой, в первую очередь, уровнем виброакустического излучения (шума) [1, 2].

Общие методы и подходы к снижению вибрационного и акустического излучения, производимого элементами энергосиловых установок, известны и широко применяются в процессе отработки конструкций. Однако значительные успехи в создании экономичных и малозумных энергосиловых установок (тепловых, гибридных, электрических) заставляют инженеров и ученых

## Расчет и конструирование

обратить свое внимание на совершенствование трансмиссий, вклад которых в интегральный уровень виброакустического излучения становится все более существенным [3–4].

При этом многие современные исследователи акцентируют свое внимание на снижении расхода топлива [5], повышении долговечности элементов конструкции [6–8], разрабатывают и предлагают методы снижения воздействующих на трансмиссию крутильных колебаний за счет оптимизации модальных характеристик энергосиловых установок. Для этого совершенствуются существующие и разрабатываются новые конструкции гасителей крутильных колебаний – двухмассовые маховики (Dual Mass Flywheel (DMF)), центробежные маятниковые поглотители (Centrifugal Pendulum Absorber (CPA)) и др.

В последние годы прилагаются [9–10] значительные усилия для анализа передач на системном уровне с целью достижения лучших характеристик с точки зрения обеспечения требуемого уровня виброакустического излучения (шума). Основная задача состоит в том, чтобы исследовать динамику системы достаточно подробным, но в то же время эффективным с вычислительной точки зрения способом. Факторы, формирующие виброакустическую активность трансмиссии, определяются параметрами конструкции зубчатых передач и модальными характеристиками корпуса [10–12], взаимодействующими между собой через подшипниковые опоры.

Основным подходом является вычисление динамики на системном уровне с использованием конечно-элементного моделирования системы, включающей шестерни, подшипники, валы и корпус. Все элементы взаимосвязаны и важны для обеспечения точных результатов моделирования.

В соответствии с общепринятой классификацией акустическое излучение коробок передач подразделяется на три вида: Gearwhine, rattle и clunk. Rattle и clunk возникают вследствие несовершенства динамической системы или системы управления. Технические решения по исключению данных нежелательных эффектов строятся на основе оптимизации упруго-инерционных характеристик динамической системы с использованием дискретных математических моделей (multibody моделирование).

Основной причиной проявления Gearwhine является переменная жесткость в зубчатом зацеплении, возникающая вследствие кинематической погрешности (в англоязычной литературе – Transmission Error (TE)), приводящей к генерации высокочастотных вибраций картера трансмиссии, порождающих, в свою очередь, нежелательное акустическое излучение. Нейтрализация данного явления – решение задачи оптимизации виброакустических характеристик динамической системы наиболее эффективно с применением комплекса современных программно-аппаратных средств на основе методов расчетно-экспериментального модального анализа [9, 12].

Целью данного исследования является решение первой части сформулированной выше задачи – разработка цифровой копии перспективной автоматической коробки передач для шоссейного грузовика категории N2 и оптимизация зубчатых зацеплений.

Представленные материалы являются частью работы по созданию верифицированной математической модели перспективной автоматической коробки передач, которая должна адекватно описывать ее виброакустическое поведение в процессе эксплуатации.

В первой части статьи описано создание цифровой копии трансмиссии в программном продукте Simcenter 3D Motion Transmission Builder [13] для определения нагрузок в опорах. Применение наиболее современного софта позволило существенно сократить время создания модели по сравнению с более ранними работами коллектива авторов за счет автоматизации задания многотельных систем.

Во второй части приводятся результаты определения оптимальных параметров зубчатых колес по критерию минимизации кинематической погрешности передачи в программном продукте KISSsoft, созданном для проектирования коробок передач.

### Моделирование АКП

На рис. 1 представлена кинематическая схема и разрез рассматриваемой коробки передач.

Процесс создания цифрового двойника исследуемой трансмиссии начинается с настройки компоновки: размещения валов, зубчатых колес и подшипников и определения параметров зубчатых зацеплений.

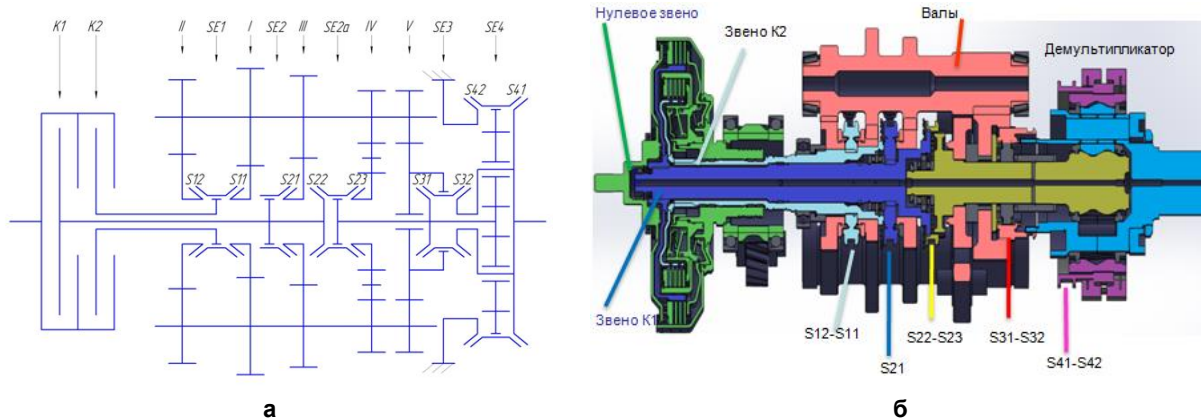


Рис. 1. Кинематическая схема (а) и разрез коробки передач (б)

Затем выполняется расчет геометрии шестерен на основе стандарта ISO 21771 и построение трехмерных геометрических моделей, для которых автоматически задаются начальные и граничные условия: начальные углы компонентов трансмиссии, включая фазирование зубчатых колес, соединения и ограничения. После создаются модели контакта зубчатых колес. Основной сложностью при этом является учет изменяющейся во времени силы зацепления. На данный момент существует три решения.

1. Сила зацепления вычисляется на основе контактной теории Герца. В этом методе учитывается только контактная деформация, эффект выступающего луча зубьев не учитывается, а амплитуда силы зубчатого зацепления чувствительна к параметрам контакта.

2. Метод нестационарных конечных элементов. Этот метод точен в решении контактного усилия, но вычислительные затраты велики, поэтому для выполнения инженерных расчетов данный метод редко используется.

3. Сила зацепления шестерни в направлении линии зацепления рассчитывается с помощью нелинейной пружинно-демпфирующей системы. Этот метод основан на динамике зубчатой передачи, жесткость пружины может изменяться. Этот метод является эффективным, а результаты заслуживают доверия.

Авторы K. Umezawa [14], Y Cai [15–16], LI-RunFang [17] представили собственные модели определения жесткости в зубчатом зацеплении. Функция определения жесткости в зацеплении, предложенная в работах [15–16], наиболее точно совпадает с результатами экспериментальных исследований. В этом случае основной задачей является определение контакта, вычисление деформации зубьев и преобразование ее в нагрузки.

Simcenter 3D Motion Transmission Builder предлагает три метода для преобразований деформаций в нагрузки: стандартный (на основе стандартов ISO с вводом дополнительных данных), аналитический (ISO + CAI) и расширенный (эмпирический или конечно-элементный препроцессор).

Для решения задачи исследования был выбран аналитический метод, так как именно он рекомендован для исследований NVH поведения. Он позволяет зафиксировать «вой» (Gear whine) из-за изменяющейся во времени жесткости зацепления. Также этот метод позволяет сделать существенный шаг вперед по сравнению со стандартным методом и является более простым и быстрым по сравнению с расширенным. Используемая здесь функция сочетает определение жесткости по ISO [18] со специальными формулами, разработанными для определения изгибной жесткости для прямозубых и косозубых шестерен [15–16].

Изображение полной имитационной модели кинематической части исследуемой трансмиссии представлено на рис. 2.

Упруго-инерционные характеристики задавались исходя из геометрических характеристик тел и их материалов. Внешние нагрузки на коробку передач моделировались переменными значениями скорости вращения входного вала и переменным значением моментов на насосном и выходном валах, определенными в соответствии с типовыми режимами нагружения машин соответствующего класса.

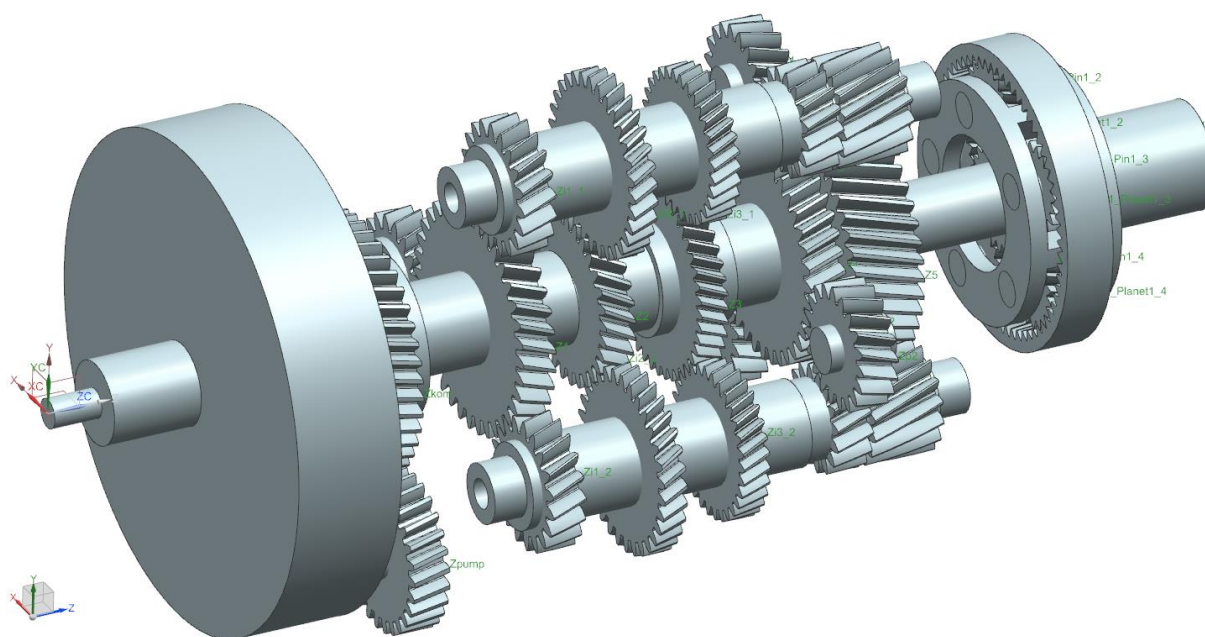


Рис. 2. Имитационная модель кинематической части исследуемой трансмиссии

Модель кинематической части исследуемой трансмиссии интегрировалась в верифицированную конечно-элементную упругую (flexible) модель корпуса АКП. После чего запускалась симуляция всех рассматриваемых режимов работы АКП для получения нагрузок, необходимых для определения виброакустического поведения трансмиссии.

### Оптимизация зубчатого зацепления

При изготовлении абсолютно жестких зубчатых колес без погрешностей и модификаций шестерни имели бы постоянную скорость и идеально передавали крутящий момент. При постоянных силах в зубчатом зацеплении не могут возникнуть вибрации и шум, которые, в свою очередь, передавались бы на валы через подшипники и опоры на корпус коробки передач. Следовательно, можно сделать вывод, что основной причиной возникновения вибраций и повышенного акустического излучения коробок передач является кинематическая погрешность, которая является критерием качества зубчатых колес.

Кинематическая погрешность – задержка вращения между ведущей и ведомой шестернями, вызванная упругой деформацией, погрешностями при производстве (обработка резанием и зубофрезерование) и сборке. Принятое определение – разница между фактическим положением ведомой шестерни и положением, которое она занимала бы при идеальном изготовлении. Кинематическая погрешность передачи исчисляется в линейных величинах – длиной дуги делительной окружности ведомой шестерни. Характеристика кинематической погрешности зависит от состояния зацепления зубчатых пар в конкретный момент времени. Ранее контрольное измерение кинематической погрешности проводилось на зубообкатных приборах, но с развитием технологий необходимость ее контроля на этапе постизготовления отпала. Современные вычислительные модули программ позволяют с высокой точностью прогнозировать этот показатель зубчатого зацепления на каждом угловом шаге сопряжения.

В процессе эксплуатации изменение жесткости зубчатого зацепления определяют изменением длины линии контакта и деформации зубьев. Поэтому прогнозирование ошибки передачи является необходимым условием для снижения уровня вибраций корпуса и шума, излучаемого коробкой передач. Для исследования этого феномена многими исследователями применяется трехмерный конечно-элементный анализ деформаций зубчатых колес с использованием различных моделей и решателей.

В связи с значительными затратами вычислительных мощностей при реализации конечно-элементных методов на данном этапе работы в качестве инструмента для проведения анализа

влияния параметров зубчатых колес на ошибку передачи и на их оптимизацию был выбран программный продукт KISSsoft [19].

KISSsoft – это модульная программа расчета для определения размеров, оптимизации и проверочных расчетов деталей машин согласно международным стандартам. Для сборки в программе вально-планетарной коробки передач использовался программный блок KISSsys. На рис. 3 показана собранная модель исследуемой автоматической коробки передач.

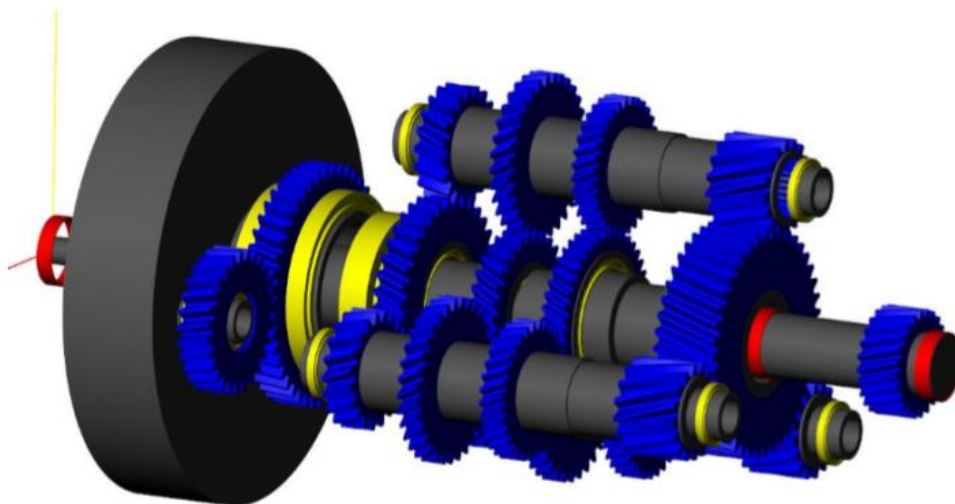


Рис. 3. Собранная модель исследуемой автоматической коробки передач

Широкий выбор параметров зубчатых колес, материалов изготовления, видов смазок, допусков, режимов нагружения, требуемого срока службы и т. д., позволяет полноценно и достоверно моделировать зубчатые зацепления. Особенностью программного модуля KISSsys является тот факт, что в построенные модели зубчатых колес закладывается также погрешность изготовления, например, биение режущего инструмента, биение заготовки, колебания станка и т. д.

Программный блок KISSsys проводит прогнозирование кинематической погрешности по следующему алгоритму:

1. Выполняется последовательный поворот сопряженных колес на величины равные угловым шагам ведущего и ведомого колес. Величины угловых шагов поворотов зубчатых колес принимаются в зависимости от принятого количества точек отсчета кинематической погрешности за один оборот ведомого колеса. Таким образом, чем больше точек углового положения колеса зафиксируется при прогнозировании, тем более высокую точность выходной информации о дефектах зубчатых колес будет содержать визуализация кинематической погрешности (сплайн-кривая).

2. Высчитывается угловой шаг поворота входного зубчатого колеса в зависимости от передаточного отношения, определяемого делением числа зубьев ведущего колеса на число зубьев ведомого. Ввиду присутствия поэлементной неточности, элементарных погрешностей ведомое колесо поворачивается не на расчетный угол, а на действительный. При этом в модели происходит либо увеличение зазора, либо пересечение геометрии зубчатых колес. И то и другое на реально существующих зубчатых передачах производит пагубное воздействие. Определение действительного угла поворота производится путем решения углового положения зубчатого колеса, при котором отсутствовало бы геометрическое пересечение профилей зубьев, расстояние же между рабочими профилями зубьев обоих колес ищется минимальным (принимается касание профилей друг друга).

Таким образом, реализация приведенного выше алгоритма позволила определить массив значений разницы между действительным и расчетным углом поворота ведомого зубчатого колеса – массив значений кинематической погрешности.

Кинематическая погрешность зависит от передаточного отношения. Но при задачах оптимизации виброакустических показателей изменение передаточного отношения не представляется возможным. Поэтому наиболее действенный метод снижения кинематической погрешности –



## Расчет и конструирование

увеличение угла наклона зубьев косозубых передач ( $\beta$ ). При выполнении расчетов ограничением является неизменность заложенного в проекте межосевого расстояния посредством правильного выбора коэффициентов смещения ( $\chi_1$  и  $\chi_2$ ) [20].

Для каждого зубчатого зацепления были увеличены углы наклона зубьев. Минимальное увеличение составляло 1,6 градуса наклона, максимальное – 12. Из всех подходящих вариантов коэффициентов смещения предпочтение определялось функциональным назначением коробки передач. Результаты определения показателей кинематической погрешности в зубчатых зацеплениях АКП сведены в таблицу. На рис. 4 показана визуализация результатов оптимизаций зубчатых колес путем сравнения сплайн-кривых показателей кинематической погрешности.

Показатели кинематической погрешности в зубчатых зацеплениях АКП

Зацепление	Кинематическая погрешность, $\mu\text{m}$	
	Исходный вариант	Оптимизированный вариант
Привод насоса	9,9	9,0
Первый ряд	10,1	7,6
Второй ряд	9,1	8,5
Третий ряд	10,3	9,1
Четвертый ряд	17,3	17,0
Пятый ряд	4,2	4,1

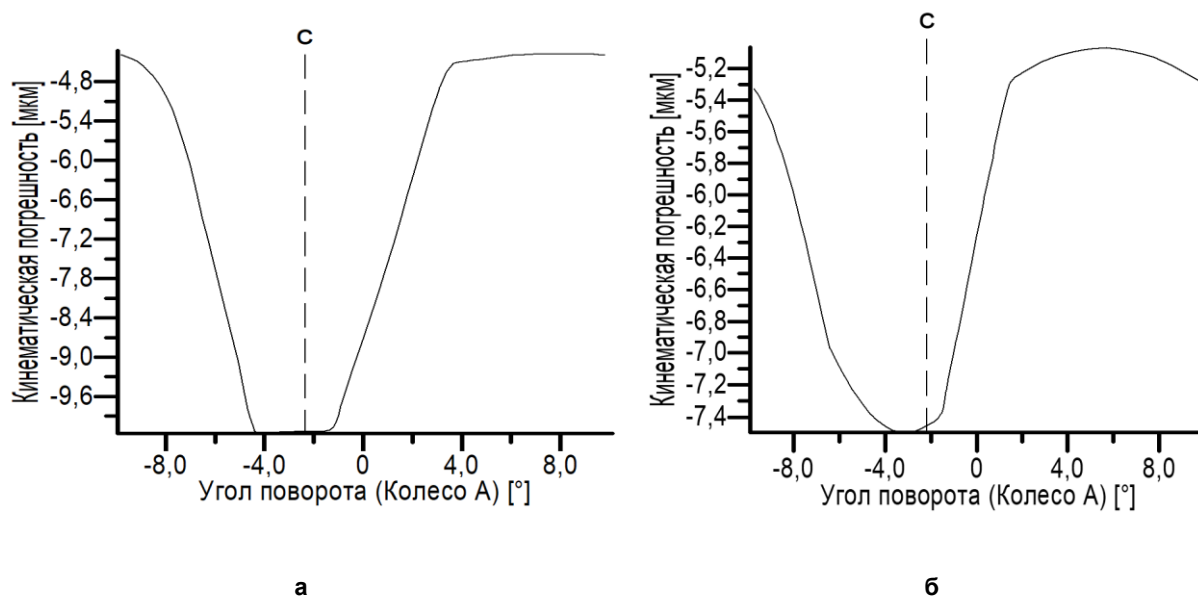


Рис. 4. Кривые кинематической погрешности зубчатого зацепления первого ряда:  
а – исходный вариант, б – оптимизированный вариант

### Заключение и выводы

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. На основе применения комплекса современных программно-аппаратных средств разработан и реализован алгоритм определения и оптимизации нагрузок, формируемых в зубчатых зацеплениях и передаваемых на корпус трансмиссии.

2. Разработан цифровой двойник перспективной автоматической коробки передач грузового автомобиля в программном продукте Simcenter 3D Motion Transmission Builder, который позволит при выполнении дальнейших вычислительных экспериментов оценить качество выполнения зубчатых зацеплений в проектируемой коробке передач, а также определить уровень нагрузок, передаваемых на картер трансмиссии.

3. Получены результаты определения оптимальных параметров зубчатых колес по критерию минимизации кинематической погрешности передачи (TE) в программном продукте KISSsoft. Для зубчатых зацеплений отдельных рядов коробки передач кинематическая погрешность снижена до 30 %.

#### Литература

1. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Т. 1: учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов и др.; под ред. А.А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 496 с.
2. Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Т. 2: учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; под ред. А.А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.
3. Trusevich, I.A. Theoretical and experimental optimization of vibroacoustic parameters of MKSM-800 loader / I.A. Trusevich, I.A. Taratorkin, A.I. Taratorkin // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709, issue 2. – Number article 022112. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022112.
4. Trusevich, I.A. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design / I.A. Trusevich, A.I. Taratorkin, A.V. Belevich, I.A. Taratorkin // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – Number article 052085. DOI: 10.1088/1757-899X/971/5/052085.
5. Joachim, F.J. How to minimize power losses in transmissions, axles and steerings / Joachim F.J, Börner J., Kurz N. // Gear Technology – 2012. – P. 58–66.
6. Iarriccio, G. Efficiency and Durability of Spur Gears with Surface Coatings and Surface Texturing / G. Iarriccio, A. Zippo, M. Barbieri, F. Pellicano // Advances in Condition Monitoring and Structural Health Monitoring: WCCM 2019, – 2021. – P. 285–291.
7. Masoud A.S.S.A. Increasing spur gear durability: Two-material spur gear / A.S.S.A. Masoud, M. Qasim // International Journal of Computer Applications in Technology. – 2005. – Vol. 24. – № 3. – P. 171–179. DOI: 10.1504/IJCAT.2005.007483.
8. Vullo, V. Surface Durability (Pitting) of Spur and Helical Gears / V. Vullo // Gears. Springer Series in Solid and Structural Mechanics. – 2020. – Vol. 11. – P. 73–147.
9. Allemang, R.J. Vibrations: analytical and experimental modal analysis / R.J. Allemang // Structural Dynamics Research Laboratory, Department of Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering, University of Cincinnati, OH, February 1999.
10. Heylen, W. Modal Analysis Theory and Testing / W. Heylen, S. Lammens, P. Sas // Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Division of Production Engineering, Machine Design and Automation, 1998. – 340 p.
11. Brincker, R. Introduction to Operational Modal Analysis / R. Brincker, C. Ventura // John Wiley & Sons, Ltd. – 2015. – 360 p. DOI: 10.1002/9781118535141.
12. Zhang, L. An Overview of Operational Modal Analysis: Major Development and Issues. / L. Zhang, R. Brincker // Proceedings of the 1st International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, Denmark. – 26–27 April, 2005. – P. 179–190.
13. Simcenter 3D Motion Transmission Builder User Guide
14. Umezawa, K., Suzuki, T., Sato, T. Vibration of Power Transmission Helical Gears: Approximate Equation of Tooth Stiffness / K. Umezawa, T. Suzuki, T. Sato // Bulletin of JSME. – 1986. – Vol. 29, issue 251. – P. 1605–1611.
15. Cai, Y. The linear approximated equation of vibration for a pair of spur gears (Theory and experiment) / Y. Cai, T. Hayashi // Journal of Mechanical Design. – 1994. – Vol. 116, issue 2. – P. 558–564.
16. Cai, Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (A new stiffness function of helical involute tooth pair) / Y. Cai // Journal of Mechanical Design, – 1995. – Vol. 117, issue 3. – P. 460–469.
17. Mechanical Transmission / Run Fang L., Zeguangu T., Jiaoteng L., etc. // 2001. – Vol. 25, issue 2. – P. 1–3. (In Chinese).
18. International Organization for Standardization, «ISO 6336-1. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors». – 2006.

19. KISSsoft; *Calculation Software for Machine Design*. Available at: [www.kisssoft.com](http://www.kisssoft.com)

20. Shehata, A. *Modeling the effect of misalignment and tooth microgeometry on helical gear pair in mesh.* / A. Shehata, M. AsifAdnan, O.D. Mohammed // *Engineering Failure Analysis*, – 2019. – Vol. 106. – P. 104–190.

**Трусевич Илья Александрович**, инженер-конструктор, Акционерное общество «Специальное конструкторское бюро машиностроения», г. Курган, [mrtrilal@gmail.com](mailto: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.*

---

DOI: 10.14529/engin210401

## ALGORITHM OF OPTIMIZATION OF VIBRATION LOADS FORMED BY GEARS OF A PROSPECTIVE TRANSMISSION OF A TRUCK

*I.A. Trusevich<sup>1\*</sup>, S.V. Abdulov<sup>1</sup>, V.B. Derzhansky<sup>2</sup>,  
I.A. Taratorkin<sup>3</sup>, A.I. Taratorkin<sup>3</sup>, A.A. Volkov<sup>3</sup>*

<sup>1</sup> *Joint-Stock Company "Special design Bureau of machine building", Kurgan, Russian Federation*

<sup>2</sup> *Kurgan State University, Kurgan, Russian Federation*

<sup>3</sup> *Institute of Engineering Science Ural Branch RAS, Yekaterinburg, Russian Federation*

\* [mrtrilal@gmail.com](mailto:mrtrilal@gmail.com)

To ensure the constantly increasing requirements for the comfort of transport vehicles, primarily characterized by the level of vibroacoustic radiation, modern methods of NVH optimization of transmission parameters are used. Progress in the development of software systems makes it possible to investigate the disturbances arising from the manifestation of nonlinear properties of dynamic systems, as well as to make reasonable improvements and changes at the early stages of design.

The presented work is part of the current research on the creation of a verified mathematical model of a promising automatic transmission (AT), which should adequately describe its vibroacoustic behavior during operation, and its purpose is to create a digital copy of a promising AT for a road truck of category N2 and optimization of the gear wheels included in it.

The paper describes the processes of creating a digital copy of a promising automatic transmission in the Simcenter 3D Motion Transmission Builder software and optimizing gears in the KISSsoft software, as well as the results of determining the optimal parameters of gears. The novelty of the research lies in the creation of a digital copy of a promising automatic transmission, which makes it possible to simulate any mode of operation to obtain the loads necessary to determine the vibroacoustic behavior of the transmission.



In accordance with the purpose of the work, a digital copy of a promising automatic transmission of a truck was created to determine the loads in the supports. As a result of the calculated studies, the optimal parameters of the gears were obtained according to the criterion of minimizing the transmission error (TE). The results of the study made it possible to clarify the algorithm for determining and optimizing the loads formed in the gearing and transmitted to the transmission case, which can later be used in the design of gearboxes and gear units of transport machines.

*Keywords:* NVH, Gearbox, Transmission Error, Digital Copy, Simulation, Gear Mesh, Non-linear.

### References

1. Polungjan A.A. (Ed) Proektirovanie polnoprivodnyh kolesnyh mashin: Uchebnik dlja vuzov: P79 V 3 t. T.1 [Designing All-Wheel Drive Wheeled Vehicles: A Textbook for Universities: In 3 vol. Vol. 1] Moscow, Bauman University Publ., 2008. 496 p.
2. Polungjan A.A. (Ed) Proektirovanie polnoprivodnyh kolesnyh mashin: Uchebnik dlja vuzov: P79 V 3 t. T.2 [Designing All-Wheel Drive Wheeled Vehicles: A Textbook for Universities: In 3 vol. Vol. 2] Moscow, Bauman University Publ., 2008. 528 p.
3. Trusevich I.A., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I. Theoretical and experimental optimization of vibroacoustic parameters of MKSM-800 loader. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 709, issue 2. Number article 022112. DOI:10.1088/1757-899X/709/2/022112
4. Trusevich I.A., Taratorkin A.I., Belevich A.V., Taratorkin I.A. Strategy for optimizing the NVH parameters of the transport vehicle powertrain during its design. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 971. Number article 052085. DOI:10.1088/1757-899X/971/5/052085
5. Joachim F.J., Börner J., Kurz N. How to minimize power losses in transmissions, axles and steerings. *Gear Technology*, 2012. pp. 58–66.
6. Iarriccio G., Zippo A., Barbieri M., Pellicano F. Efficiency and Durability of Spur Gears with Surface Coatings and Surface Texturing. *Advances in Condition Monitoring and Structural Health Monitoring: WCCM 2019*, January 2021, pp. 285–291.
7. Masoud A.S.S.A., Qasim M. Increasing spur gear durability: Two-material spur gear. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2005, vol. 24, no. 3, pp. 171–179. DOI:10.1504/IJCAT.2005.007483.
8. Vullo V. Surface Durability (Pitting) of Spur and Helical Gears. *Gears. Springer Series in Solid and Structural Mechanics*, vol. 11. Springer, Cham, 22 February 2020, pp. 73–147.
9. Allemang R.J. *Vibrations: analytical and experimental modal analysis*. Structural Dynamics Research Laboratory, Department of Mechanical, Industrial and Nuclear Engineering, University of Cincinnati, OH, February 1999.
10. 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.
11. Brincker R., Ventura C. Introduction to Operational Modal Analysis. John Wiley & Sons, Ltd, 19 June 2015. 360 p. DOI:10.1002/9781118535141.
12. Zhang L., Brincker R. An Overview of Operational Modal Analysis: Major Development and Issues. *Proceedings of the 1st International Operational Modal Analysis Conference*, Copenhagen, Denmark, 26–27 April, 2005, pp. 179–190.
13. Simcenter 3D Motion Transmission Builder User Guide
14. Umezawa K., Suzuki T., Sato T. Vibration of Power Transmission Helical Gears: Approximate Equation of Tooth Stiffness. *Bulletin of JSME*, 1986, vol. 29, issue 251, pp. 1605–1611.
15. Cai Y., Hayashi T. The linear approximated equation of vibration for a pair of spur gears (Theory and experiment). *Journal of Mechanical Design*, June 1994, vol. 116, issue 2, pp. 558–564.
16. Cai Y. Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon (A new stiffness function of helical involute tooth pair). *Journal of Mechanical Design*, September 1995, vol. 117, issue 3, pp. 460–469.
17. RunFang L., Zeguang T., Jiaoteng L., etc. *Mechanical Transmission*, 2001, volume 25, issue 2, pp. 1–3. (in Chinese.).

## Расчет и конструирование

---

18. International Organization for Standardization “ISO 6336-1. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors”, 2006.
19. KISSsoft; Calculation Software for Machine Design. Available at: [www.kisssoft.com](http://www.kisssoft.com)
20. Shehata A., AsifAdnan M., Mohammed O.D. Modeling the effect of misalignment and tooth microgeometry on helical gear pair in mesh. *EngineeringFailureAnalysis*, December 2019, vol. 106, pp. 104–190.

*Received 16 August 2021*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Алгоритм оптимизации вибрационных нагрузок, формируемых зубчатыми зацеплениями перспективной коробки передач грузового автомобиля / И.А. Трусевич, С.В. Абдулов, В.Б. Держанский и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 4. – С. 5–14. DOI: 10.14529/engin210401

### FOR CITATION

Trusevich I.A., Abdulov S.V., Derzhansky V.B., Taratorkin I.A., Taratorkin A.I., Volkov A.A. Algorithm of Optimization of Vibration Loads Formed by Gears of a Prospective Transmission of a Truck. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol 21, no.4, pp.5–14. (in Russ.). DOI: 10.14529/engin210401

---