



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 621.897; 539.3

В.Л. БАСИНЮК, д-р техн. наук, доцент
директор НТЦ «Технологий машиностроения и технологического оборудования»¹
E-mail: VladBas@mail.ru

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д-р техн. наук, доцент
главный научный сотрудник лаборатории «Механика композитов и биополимеров»²

С.В. ШИЛЬКО, канд. техн. наук, доцент
заведующий лабораторией «Механика композитов и биополимеров»²

Е.И. МАРДОСЕВИЧ, канд. техн. наук
ведущий научный сотрудник лаборатории приводных систем и технологического оборудования¹

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

²Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого, г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 09.09.2015.

ОСОБЕННОСТИ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПО ПАРАМЕТРАМ ВИБРАЦИЙ И ШУМА

Описана реализация методического подхода к комплексной оценке качества изготовления и сборки механических приводов на основе передач зацеплением по параметрам вибраций и шума с использованием анализа амплитудных спектров.

Ключевые слова: механический привод, зубчатые передачи, критерии качества, вибрации, шум

Введение. При создании современных машин и механизмов все более широкое применение находят приводы прямого действия на основе программно-управляемых высокомоментных электродвигателей. Однако до настоящего времени зубчатые передачи по-прежнему остаются одним из наиболее распространенных элементов трансмиссий мобильной техники и технологического оборудования. Более того, они постоянно совершенствуются практически во всех индустриально развитых странах мира. Это обусловлено, с одной стороны, существующим развитым методическим и технологическим обеспечением расчета, проектирования, изготовления, контроля и мониторинга технического состояния зубчатых передач в процессе эксплуатации, с другой стороны — их относительно невысокой стоимостью. Используемые в зубчатых передачах современные материалы и технологии упрочнения позволяют обеспечить

приемлемые параметры надежности и технико-экономических показателей.

Существуют различные подходы к оценке качества изготовления и сборки механических приводов, включающие контроль и анализ на соответствие техническим требованиям проектирования, изготовления и сборки их основных компонентов. К основным комплексно взаимосвязанным критериям качества можно отнести генерируемые вибрации и шум, а также ресурс и наработку на отказ в эксплуатации. Важно, что вибрации в определенной мере характеризуют не только корректность проектирования, точность изготовления и сборки трансмиссии, но и ее реальную динамическую нагруженность. Шум, в дополнение к этим параметрам, в ряде случаев позволяет оценить параметры фрикционного взаимодействия трущихся сопряжений и соответствие служебных свойств смазочных материалов реальным условиям их функционирования. Более

того, последние могут оказывать весьма существенное влияние на ресурс зубчатых передач [1, 2].

Необходимо отметить, что анализ параметров вибраций и шума, как правило, не позволяет оценить такие важные с позиций оценки качества параметры, как соответствие требуемым составам и свойствам исходных материалов, а также их последующей упрочняющей обработки. Вместе с тем, отклонения этих параметров в определенной мере могут характеризоваться повышенными, по отношению к прогнозируемым, градиентами изменения вибраций и шума в эксплуатации, обусловленными повышенными, по сравнению с прогнозируемыми, износом и контактным выкрашиванием трущихся поверхностей [3].

Цель работы — установление особенностей комплексной оценки качества изготовления и сборки приводов на основе зубчатых колес с использованием анализа амплитудных спектров вибраций и шума.

Метод исследования. При проведении экспериментальных исследований использовался стенд с разомкнутым силовым контуром. Его конструктивное исполнение обеспечивало минимально возможное число элементов кинематической цепи и узлов, колебания которых могли вносить искажения в амплитудные спектры исследуемых параметров. Испытуемая зубчатая передача имела передаточное число, равное единице, при $z_1 = z_2 = 40$ и модуле $m = 3$ мм, что позволяло снизить вариации динамической нагруженности отдельных пар зубьев, связанные со случайным характером сочетаний погрешностей шага зацепления шестерни и колеса при каждом последующем полном обороте. Сопряжение зубчатых колес с валами осуществлялось по цилиндрическим поверхностям с передачей крутящего момента шпоночным соединением. Валы устанавливались в корпусе с использованием достаточно жестких роликовых конических однорядных подшипников.

В кожухе испытательного редуктора было выполнено окно, закрытое тонким оргстеклом. Это обеспечивало приемлемый невысокий уровень шумопоглощения и искажений, возникающих при распространении звука от зубчатой передачи к измерительному микрофону.

Исследования амплитудных спектров проводились при угловых скоростях вращения $\omega = 50; 100; 150$ и 200 рад/с и нагружающих моментах $T = 0; 100$ и 200 Нм. Одновременно на компьютере регистрировались, с привязкой к реальному масштабу времени, следующие данные в виде электрических напряжений первичных преобразователей:

- напряжение пьезоэлектрического датчика U_H (мВ), регистрирующего виброускорения подшипниковой опоры зубчатого колеса;
- напряжение измерительного микрофона U_L (мВ), регистрирующего шум, генерируемый испытуемой зубчатой передачей и элементами стенда;

- напряжение U_h (мВ), отражающее изменение толщины смазочных пленок между взаимодействующими зубьями по падению напряжения при стабилизированном токе $I = 1,5$ А.

Поскольку приведенные напряжения и соответствующие им физические величины связаны между собой линейными соотношениями, то частотные составы их спектров идентичны и могут быть использованы для анализа полученных результатов.

Типичные виды амплитудных спектров колебаний толщин смазочной пленки, вибраций и шума, возникающих при функционировании прямой зубчатой передачи, показан на рисунке [4].

Анализ результатов. Анализ полученных экспериментальных данных показал следующее.

Вынужденные колебания с зубцовой частотой f_Z , обусловленные погрешностями изготовления зубчатой передачи по нормам плавности и связанными с ними колебаниями жесткости по фазе зацепления, были не только определяющими практически на всех скоростных и нагрузочных режимах испытываемой зубчатой передачи, но и оказывали наиболее существенное влияние на спектры шума, вибраций и изменения толщины смазочной пленки. Исключение составлял только режим холостого хода, где большей по амплитуде была вторая гармоника.

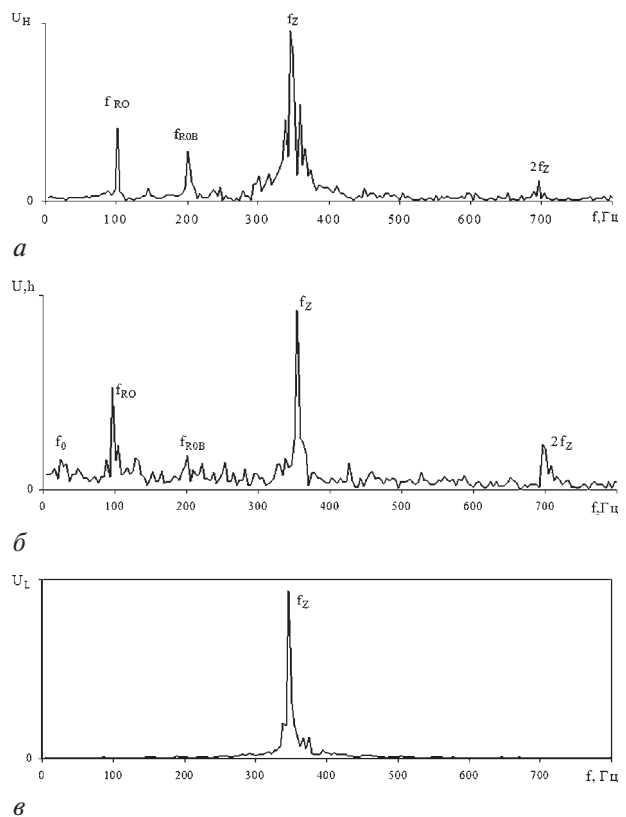


Рисунок — Типичные виды амплитудных спектров колебаний шума (а), толщины смазочной пленки (б) и вибраций (в):
 f_0 — оборотная частота; f_{RO} — частота собственных крутильных колебаний; f_{ROB} — частота собственных колебаний элементов стенда, связанных с зубчатой передачей; f_Z — зубцовая частота

В спектре шума частота f_z была наиболее значимой по амплитуде при относительно небольших угловых скоростях вращения и тяжело нагруженных режимах функционирования с малой толщиной смазочной пленки. Это, в определенной мере, подтверждает взаимосвязь шума с триботехническими условиями функционирования зубчатых передач.

В остальных случаях на состав амплитудного спектра шума значительное влияние оказывают вынужденные и собственные крутильные колебания, обусловленные кинематической погрешностью изготовления зубчатой передачи.

В амплитудном спектре колебаний смазочной пленки зубцовая частота f_z была в основном второй по значимости и лишь на отдельных режимах — первой или третьей после частоты f_{r0} . Это свидетельствует о существенном влиянии динамических процессов, возникающих в зубчатом зацеплении, на характеристики взаимодействия контактирующих поверхностей зубьев и подтверждает целесообразность учета данного фактора при выборе смазки и оценке ее влияния на ресурс зубчатой передачи. Более того, наиболее близкими по составу оказались амплитудные спектры шума и колебаний смазочной пленки, что свидетельствует о корреляции шума и триботехнических условий функционирования зубчатых передач.

Необходимо отметить, что вынужденные колебания с зубцовой частотой, обусловленной в основном погрешностью изготовления исследуемой зубчатой передачи по нормам плавности и периодически изменяющейся с частотой f_z жесткости зацепления, в рассматриваемом характерном примере оказывали наиболее существенное влияние на все параметры функционирования привода на основе прямозубых зубчатых передач, включая

триботехнические характеристики взаимодействия зубьев и генерируемые зацеплением шум и вибрации. Вместе с тем, степень этого влияния существенно зависела не только от степени точности изготовления зубчатых колес, но и от режимов их функционирования и инерционно-жесткостных параметров механической системы в радиальном и окружном направлениях, а также связанных собственных крутильных колебаний.

Заключение. Комплексная оценка качества изготовления механических приводов на основе зубчатых передач по параметрам шума и вибраций представляется более информативной в сравнении с традиционным мониторингом качества изготовления и сборки приводов по параметрам вибраций с отдельно регистрируемыми (без последующего анализа) параметрами шума, сопоставляемыми с параметрами, регламентируемыми техническими требованиями. Использование комплексной оценки качества позволяет осуществить косвенный анализ условий фрикционного взаимодействия зубьев, оказывающих непосредственное влияние на генерируемый шум и потери на трение в зацеплении, а также ресурс зубчатой передачи.

Список литературы

1. Петрусевиц, А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки / А.И. Петрусевиц // Изв. АН СССР. ОТН. — М.: АН СССР, 1951. — С. 41–47.
2. Камерон, А. Исследования масляной пленки между зубьями шестерен и питтинга на роликовой машине / А. Камерон // Трение и износ в машинах. — М. Изд-во АН СССР, 1962. — Вып. XXVII. — С. 103–111.
3. Элементы привода приборов. Расчет, конструирование, технологии / В.Е. Старжинский [и др.]. — Минск: Беларус. навука, 2012. — 769 с.
4. Басинюк, В.Л. Динамика, смазка и шум зубчатых передач / В.Л. Басинюк // Гомель, ИММС НАНБ, 2006. — 216 с.

BASINYUK Vladimir L., Dr. Techn. Sc., Associate Professor

Director of the Science and Technical Center “Technology of Mechanical Engineering and Process Equipment”¹

E-mail: VladBas@mail.ru

STARZHINSKIY Victor E., Dr. Techn. Sc., Associate Professor

Chief Researcher of the Laboratory “Mechanics of Composites and Biopolymers”²

SHILKO Sergey V., Cand. Techn. Sc., Associate Professor

Head of the Laboratory “Mechanics of Composites and Biopolymers”²

E-mail: shilko_mpri@mail.ru

MARDOSEVICH Elena I., Cand. Techn. Sc.

Lead Researcher of the Laboratory “Drive Systems and Process Equipment”¹

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, The Republic of Belarus

²V.A. Belyi Metal-Polymer Research Institute, Gomel, The Republic of Belarus

Received 09 September 2015.

SPECIFICS OF INTEGRATED ASSESSMENT OF GEAR DRIVE QUALITY BASED ON VIBRATION AND NOISE PARAMETERS

Realization of complex estimation of quality of gears-based mechanical drives manufacturing and assembling is described. This approach takes into account the parameters of vibration and noise by means of amplitude spectra analysis.

Keywords: *mechanical drive, gears, quality criteria, vibration, noise*

References

1. Petrushevich A.I. *Osnovnye vyvody iz kontaktno-gidrodinamicheskoy teorii smazki* [Main conclusions from contact-hydrodynamic lubrication theory]. Moscow, Izd-vo AN SSSR, OTN, 1951, no. 2, pp. 209–233.
2. Kameron A. Issledovaniya masljanoy plenki mezhdu zub'jami shesteren i pittinga na rolikovoj mashine [Studies of oil foam between gear teeth and pitting on a roller machine]. *Trenie i iznos v mashinah* [Friction and wear in vehicles]. Moscow, Izd-vo AN SSS, 1962, no. XXVII, pp. 103-111.
3. Starzhinskiy V.E., Shalobaev E.V., Shil'ko S.V. [et al.]. *Jelementy privoda priborov. Raschet, konstruirovaniye, tehnologii* [Elements of drive devices. Calculation, design, technology]. Minsk, Belar. navuka, 2012. 769 p.
4. Basinyuk V.L. *Dinamika, smazka i shum zubchatykh peredach* [Dynamics, lubrication and noise of gears]. Gomel', IMMS NANB, 2006. 216 p.