

УДК 621. 833.1. 001. 24

БОРЬБА С НИЗКОЧАСТОТНЫМИ ВИБРАЦИЯМИ МОЩНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

© В.И.Апархов, М.А.Глушкова

aparkhov@yandex.ru

Учреждение Российской академии наук Институт машиноведения им. А. А. Благонравова
РАН, Москва, Россия

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы снижения уровней вибраций зубчатых передач, обусловленным наиболее мощным источником – погрешностями нарезания зубьев колес. Поставленная цель достигается снижением интенсивности источников вибраций за счет взаимной компенсации погрешностей изготовления и деформаций в зацеплении, а также источников вибраций. Наряду с общими вопросами снижения виброактивности зубчатых передач, известными в литературе, в статье уделяется основное внимание снижению уровней вибраций с оборотными частотами сателлитов планетарных передач.

Ключевые слова: низкочастотные вибрации, планетарная передача, сателлиты, центральные колеса.

ВВЕДЕНИЕ. Проблема снижения виброактивности зубчатых передач мощных силовых установок, несмотря на достигнутые успехи, остается актуальной в связи с непрерывным ужесточением требований к их шумности. В первую очередь это относится к низкочастотным вибрациям, поскольку они распространяются по несущим конструкциям с наименьшими потерями, а различные демпфирующие и амортизирующие устройства на этих частотах малоэффективны. В связи с этим основным средством снижения уровней вибраций стала борьба с интенсивностью их источников. В работах [1,2] рассмотрены предложения по уравниванию неточно изготовленных колёс специальными грузами и взаимная компенсация возмущающих сил. Последнее возможно только в симметричных схемах планетарных передач. Предложения заслуживают внимания, но пока ещё не нашли должного применения на практике. Целью настоящей работы является дальнейшее развитие и уточнение этих предложений и, в первую очередь, направленных на снижение уровней вибраций с частотами вращения сателлитов планетарных передач.

ИСТОЧНИКИ ВОЗБУЖДЕНИЯ ВИБРАЦИЙ. Вибрации зубчатых механизмов на оборотных частотах обусловлены следующими факторами:

- неточностями нарезания зубьев;
- статической или динамической неуравновешенностью зубьев;
- расцентровками и перекосами колес;
- тепловыми деформациями корпусных конструкций.

Как показали многочисленные публикации, наиболее существенной по амплитуде является возмущающая сила, возникающая из-за перераспределения нагрузки в зубчатом зацеплении, выполненном с погрешностью шага зубьев. Согласно стандартам на изготовление колес

кинематическая погрешность последних, имеющих модуль 5-8 мм и изготовленных по наивысшей 3-4 степени точности составляет 30-40 мкм, что приводит к колебаниям колес с амплитудой того же порядка, недопустимой согласно предъявляемым к редукторам специального назначения требованиям.

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ. Естественное, в данном случае направление - повышение точности зубчатых колёс - недостаточно эффективно, поскольку колёса редукторов с повышенными требованиями к их шумности нарезаются на станках предельной точности. Кроме того, повышение точности на одну степень приводит к снижению виброактивности всего на 3дБ, что не решает поставленную задачу. Тем не менее, известно предложение по модернизации стола зубообрабатывающего станка, позволяющее существенно понизить погрешность установки заготовки колеса на столе [3], что позволяет рекомендовать это предложение к практическому использованию.

Другое направление, способствующее снижению виброактивности зубчатых передач, заключается в использовании взаимной компенсации погрешности нарезания зубьев и их упругой деформации под нагрузкой. При передаче вращающего момента деформация зубьев ведущего колеса уменьшает шаг зацепления, а деформация ведомого - его увеличивает. Поскольку с достаточной достоверностью можно считать, что жесткость зацепления пропорциональна длине контактных линий, то срезая боковую поверхность зубьев на расчетную длину от торца (продольная модификация) в зависимости от величины погрешности окружного шага по делительной окружности, можно компенсировать эту погрешность. Очевидно, что для ведущего колеса месту расположения зубьев с минимальным шагом должна соответствовать минимальная длина контактных линий (минимальная жесткость зубьев), а для ведомого колеса - наоборот. Поскольку у сателлитов с обоими центральными колесами участвуют в зацеплении различные боковые поверхности зубьев, подрезку последних следует выполнять в виде бокового фланкирования на обеих боковых поверхностях зубьев. При этом амплитуда и угловое расположение фланка для них могут быть различными в соответствии с замерами точности нарезания зубьев. В случае, когда характер изменения накопленной погрешности левого и правого профиля зубьев сателлита близки по окружной фазе, весьма эффективным способом снижения амплитуды этой погрешности является совмещение центров делительной окружности зубчатого венца сателлита и центра его вращения. Это достигается дообработкой цапф сателлита или его внутреннего отверстия под опорный подшипник при базировании сателлита по делительной окружности зубьев.

Следующее направление, способствующее снижению виброактивности зубчатых передач, заключается в использовании взаимной компенсации колебаний, вызванных источниками различной природы, но действующими на одной частоте. В данном случае методика уравнивания зубчатого ротора основана на том, что ротор нагружают дополнительной центробежной силой путем установки специальных грузов [2]. Однако, в чистом виде эта идея применительно к зубчатому ротору не может полностью решить проблему уравнивания ротора. Действительно, если возмущающая сила, действующая в зацеплении, всегда направлена по линии зацепления, то центробежная сила представляет собой вращающийся вектор. Кроме того, амплитуда центробежной силы пропорциональна скорости вращения ротора в отличие от возмущающей силы в зацеплении. Экспериментальные исследования показали, однако, что снижение вибраций наблюдается в относительно широком диапазоне частот с эффективностью до 10 дБ в районе опор того колеса, на котором были установлены грузы.

Применительно к редукторам сложных кинематических схем снижение уровней вибраций с обратными частотами колес сводится к балансировке их в рабочих опорах в нескольких плоскостях коррекции, зависящих от числа точек, где необходимо снижение виброактивности. Как было отмечено в [1], в планетарных передачах влияние корректирующих грузов, установленных на центральные колеса, более эффективно, поскольку их вектор кинематической погрешности также вращается с обратной частотой этих колес. В этом случае эффект снижения уровней вибраций может достигать 30 дБ во всем частотном диапазоне.

Что касается сателлитов планетарных передач, то характерной их особенностью является то обстоятельство, что они не нагружены вращающим моментом. Это сказывается и на характере возмущающих сил. Пусть в зацеплении с одним центральным колесом имеем возмущающую силу $P_1 = P_0 \cos \omega t$, обусловленную первой гармоникой кинематической погрешности зубчатого венца. Тогда в зацеплении со вторым центральным колесом возмущающая сила будет иметь вид: $P_2 = P_0 \cos(\omega t + \pi) = -P_1$. Их суммарное воздействие не равно нулю, а удваивается, поскольку сила P_2 по условиям статики и кинематики противоположна по направлению P_1 . Таким образом, на ось сателлита действует поперечная возмущающая сила $2P_1$, воздействие которой и нужно минимизировать. В связи с отсутствием возбуждения крутильных колебаний в качестве первого приближения оценки эффективности метода можно ограничиться рассмотрением поперечных колебаний сателлита. Расчетная модель может быть представлена в этом случае колесом массой M , вращающемся в опоре скольжения. На него действуют две внешние силы: возмущающая сила $2P_1 \cos \alpha$, возникающая в зацеплении, где α - угол зацепления, и сила F - от статической неуравновешенности груза. Сила P_1 для данной модели определяется следующим образом: $P_1 = AK_{зац} \cos \omega t$, где A - амплитуда первой гармоники кинематической погрешности, $K_{зац}$ - динамическая жесткость зацепления сателлита с центральными колесами (зависит от полной кинематической цепи передачи). Центробежная сила в проекции на оси координат может быть записана как: $F_x = m\omega^2 R \cos(\omega t + \beta)$, $F_y = m\omega^2 R \sin(\omega t + \beta)$, где m - масса устанавливаемого на сателлите груза, R - радиус его расположения, β - угол установки груза относительно положительного направления оси x . Дифференциальные уравнения движения ротора при малых перемещениях его цапф в этом случае имеют следующий вид:

$$M\ddot{x} + (K_{зац,x} + C_{xx})x + C_{xy}y + K_{xx}\dot{x} + K_{xy}\dot{y} = 2P_1 + F_x, \quad (1)$$

$$M\ddot{y} + (K_{зац,y} + C_{yy})y + C_{yx}x + K_{yx}\dot{x} + K_{yy}\dot{y} = F_y.$$

Входящие в эту систему, так называемые, динамические коэффициенты смазочного слоя C_{xx} , C_{xy} , C_{yx} , C_{yy} , K_{xx} , K_{xy} , K_{yx} , K_{yy} , зависящие от геометрии и режима работы подшипника, можно определить по методике, разработанной Позняком Э.Л. [4]:

$C_{xx,xy,yx,yy} = (\mu \omega l / \Omega^3) I_{1-4}$; $K_{xx,xy,yx,yy} = (\mu l / \Omega^3) I_{5-8}$. Здесь $I_1 - I_8$ - некоторые величины, определяемые из уравнения равновесия. Эти величины табулированы и зависят от режима работы подшипника и его конструкции, μ - динамическая вязкость смазки, l - длина подшипника; $\Omega = \Delta/R$ - относительный зазор, $K_{зац,x,y}$ - проекции динамической жесткости зацепления соответственно на оси x и y .

В качестве иллюстрации эффективности данного способа уравнивания сателлитов был проведен расчет уравнения (1) при изменении силы F от 0 до P_0 при различных фазовых соотношениях между силами F и P_0 от 0 до 60° (через 10°) при нагрузочно - скоростном режиме $P_{ст} = 45\ 000$ Н и $n=2000$ об/мин, результаты которого приведены на рис 1. Из проведенного расчета следует, что установкой неуравновешенных грузов можно добиться снижения уровня вибраций сателлита в поперечном направлении приблизительно на 10 дБ. И несмотря на некоторую условность динамической модели, очевидно, что уравнивание установленных на опорах скользящих сателлитов есть достаточно эффективный способ снижения их виброактивности. Полученные данные хорошо коррелируются с экспериментальными данными для пары зубчатых колес, приведенными выше, однако, снижение уровней вибраций сателлитов происходит в более широком диапазоне частот.

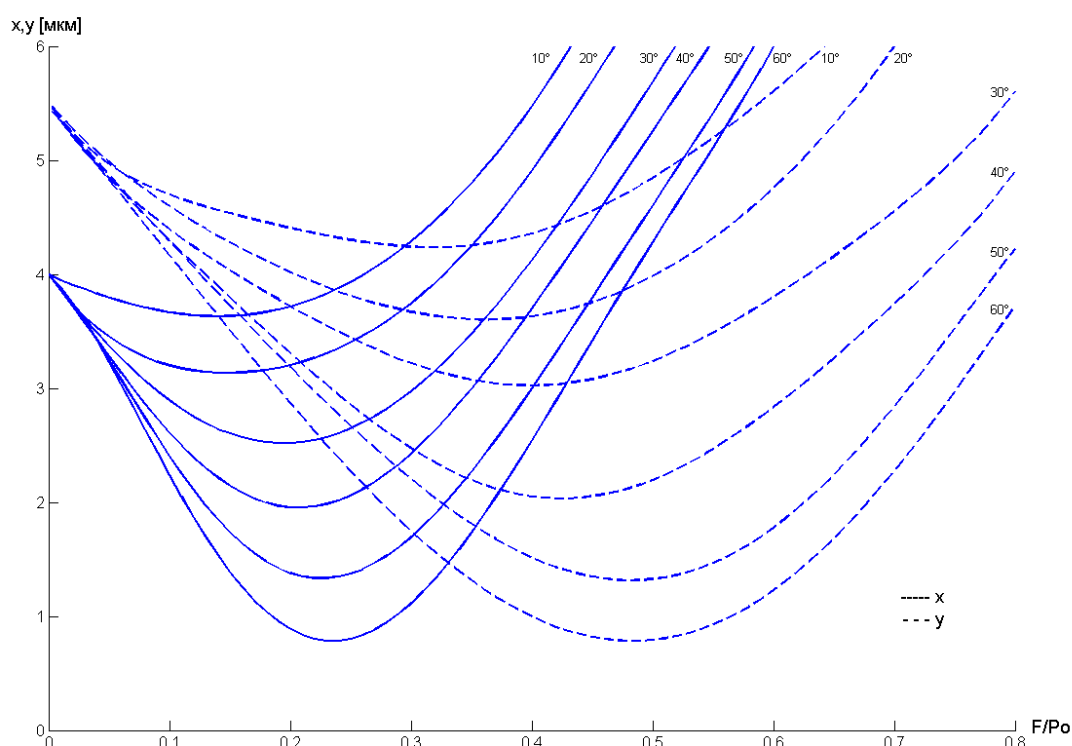


Рис. 1

Эффективным способом снижения возбуждения низкочастотных колебаний сателлитов является взаимная компенсация их кинематических погрешностей в планетарной ступени с числом сателлитов, более трех. В этом случае, как было указано в [1], рациональная ориентация векторов их кинематических погрешностей при сборке приводит к тому, что уровень дискретной составляющей на частоте вращения сателлитов не превышает уровня сплошного спектра вибраций при трехпроцентной полосе гармонического анализа. Интересно, что на практике и при числе сателлитов, равном трем, также удастся подобрать оптимальную фазировку векторов их кинематических погрешностей, добиваясь снижения уровней вибраций на частоте вращения. Экспериментально замеренный эффект на мощном планетарном редукторе энергетической установки в этом случае составил 4-5 дБ.

ВЫВОДЫ. Предложены различные способы снижения вибраций зубчатых колес, обусловленных неточностями нарезания зубьев, (и сателлитов в особенности) в низкочастотном диапазоне за счет снижения эффективности возбуждения колебаний. Предложения включают повышение точности зубонарезания, уравнивание зубчатых роторов специальными грузами, взаимную компенсацию как источников колебаний, так и самих колебаний. Прошедшие экспериментальную проверку рекомендации свидетельствуют об их достаточно высокой эффективности, достоверности подхода к оценке самих источников и могут быть рекомендованы к промышленному внедрению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Апархов В.И., Глушкова М.А. Компенсационные методы снижения виброактивности судовых планетарных механизмов. Электронный журнал “Техническая акустика”, 2009.
2. Косарев О.И. Вынуждающие силы и способы минимизации вибровозбуждения в прямозубом зацеплении. Сб. докладов Современные информационные технологии проектирования и производства зубчатых передач. Ижевск 2001, с. 178-187.
3. Айрапетов Э.Л., Апархов В.И., Косарев О. И. А.с. 61822, МКИ В 23F 23/10. Стол зубообрабатывающего станка. Б.И. № 29, 1978.
4. Позняк Э.Л. Упрощенный числовой метод расчета характеристик подшипников скольжения произвольной формы. Машиноведение, 1966, №5.

Поступила: 18.02.11.