

*А.Ф. КИРИЧЕНКО, А.И.ПАВЛОВ, А.В.ФЕДЧЕНКО,
В.И.ПЛЫГУН (Украина)*

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ДИНАМИКИ ПЕРЕДАЧ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

In clause the question on dynamic loadings arising in gearing of gear transfers is discussed. The technique of the account of the various factors stimulating fluctuation in gearing is given, at design and design works. The experimental check can be executed on one of the offered techniques.

Большой интерес к исследованию динамики зубчатых передач объясняется, во-первых, важностью этого вопроса и, во-вторых, различными подходами к его решению. Поэтому вопросу о динамических нагрузках в зубчатых зацеплениях посвящено большое количество работ. Ниже приводятся только те исследования [1-10], которые в ближнем и дальнем зарубежье получили наибольшее признание.

Как известно, динамические нагрузки в зацеплении имеют двоякую природу возникновения – внутреннюю и внешнюю. К внутренним следует отнести такие, которые возникают в результате проявления погрешностей изготовления и монтажа передачи, а также от реализации жесткости всех ее элементов, приведенной к зацеплению и опорам. К внешним следует отнести изменение нагрузки в присоединенных органах со своим частотным и амплитудным составом.

Целью настоящей работы является стремление получить обобщенные рекомендации, которые следует учитывать в процессе выполнения расчетно-конструкторских работ при определении расчетной нагрузки. Во всех рассматриваемых здесь случаях динамические нагрузки считаются стационарными, т.е. не учитывается время их действия .

Внешние нагрузки, как правило, являются известными по параметрам

исполнительного органа. Например, постоянные нагрузки не оказывают влияния на сам колебательный процесс в зацеплении. Нагрузки, изменяющиеся по линейному закону, приводят к пропорциональному изменению во времени сил в зацеплении, т.е., говоря языком коэффициентов, коэффициент динамичности равен отношению внешней нагрузки в данный момент к первоначальному ее значению. Если же нагрузка изменяется по закону синуса, то в этом случае необходимо учесть и соотношение частот изменяющейся внешней силы и собственных колебаний в зацеплении.

Влияние внутренних факторов состоит в создании своего амплитудно-частотного пространства. Частота собственных колебаний определяется жесткостью зацепления и инерционной характеристикой (осевыми моментами инерции) зацепляющихся колес, а также формой колебаний всей системы. На эти колебания накладываются другие колебания, которые связаны с геометрическими параметрами самого зацепления, погрешностями изготовления и монтажа.

Одним из основных геометрических параметров, существенно влияющих на динамику передачи, является коэффициент перекрытия, так как через него выражается влияние изменения жесткости в зацеплении из-за изменения количества пар контактирующих зубьев и фазы зацепления. Таким образом, с изменением фазы зацепления изменяется и жесткость зацепления, что в свою очередь является дополнительным возбудителем колебаний в системе.

Погрешности изготовления, которые непосредственно влияют на динамику передачи, прежде всего связаны с наладками оборудования, деформациями отдельных узлов и деталей станка в процессе нарезания зубьев, а также технологических режимов обработки.

Погрешности монтажа возникают, как правило, из-за неточности изготовления других узлов и деталей передачи.

Упомянутый спектр факторов строго математически учесть практически невозможно. Поэтому отдельные факторы отбрасывают, которые ока-

зывают незначительное влияние. Для одних передач это могут быть одни факторы, для других – иные. Например, при высокой точности изготовления погрешности изготовления и монтажа можно не учитывать, а для кинематической передачи, например, можно не учитывать влияние жесткости зацепления, так как деформации зубьев и других элементов очень малы.

В общем случае, коэффициент динамики передачи может быть представлен как произведение ряда отдельных коэффициентов

$$K_d = K_1 * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * K_6, \quad (1)$$

где

k_1 -коэффициент, учитывающий изменение внешней нагрузки.;

k_2 -коэффициент, учитывающий соотношение частот собственных и вынужденных колебаний:

k_3 -коэффициент, учитывающий непостоянство чисел зубьев в зацеплении;

k_4 -коэффициент, учитывающий непостоянство жесткости зуба зацепления по фазе ;

k_5 -коэффициент, учитывающий погрешности профиля рабочей части зубьев;

k_6 -коэффициент, учитывающий погрешности монтажа.

Следует отметить, что в (1) составляющих коэффициентов может быть и больше шести, если отдельные факторы считать как составные. Например, влияние погрешностей изготовления можно рассматривать как влияние режимов резания и влияние жесткости системы станок-деталь. Наименьшее значение этих коэффициентов равно единице.

Коэффициент k_1 для случая синусоидального закона внешней нагрузки определяется по формуле

$$k_1 = 1 / \sqrt{1 - k^2 / p^2}, \quad (2)$$

где

k – частота собственных колебаний,

p – частота изменения внешней нагрузки.

Коэффициент k_2 вычисляется по формуле (2), в которой частота p определяется частотой входа зубьев в зацепление

$$p=nz/60, \quad (3)$$

где

n – число оборотов в минуту одной из шестерен передачи;

z – ее же число зубьев.

Упомянутые выше формулы (1-3) приводятся в работах [1, 2] и учтены в ряде работ, например, [3]. Учет других факторов делался реже, в частности, в работах авторов [4, 5] Поэтому сделаем попытку обобщить все полученные наработки и разработать общую методику учета влияния, в первую очередь, внутренних факторов, на динамическую нагрузку в зацеплении.

Предлагаемая методика состоит в следующем. В правой части уравнений движения механической системы [2] записываются функции возбуждения, определяемые как произведение жесткости соответствующего элемента на величину относительной деформации. Если исследуемых факторов более одного, то эти функции складываются. Затем выполняется решение системы уравнений движения, как это сделано, например, в работах [5-8]. По этой методике определяются расчетные силы в зацеплении для конкретной механической системы. А задавшись некоторыми факторами, например, погрешностями изготовления, можно получить рекомендации для составления значений допустимых отклонений.

Экспериментальная проверка может быть проведена на стенде с замкнутым потоком мощности, как это проделано в работах [1]. Измерение нагрузок в зацеплении можно рекомендовать по способу, предложенному в работе [10] способом тензометрирования, однако при этом тензодатчики наклеиваются не на зубьях, которые требуют применения токосъемников, а на неподвижных деталях.

Список литературы 1. *Кириченко А.Ф.* Исследование динамических нагрузок в зацеплении цилиндрических колес М.Л.Новикова, вызванных погрешно-стью угла наклона зубьев и окружной скорости. // Канд. дис.-

Харьков.- 1969.-172 с. 2. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И.* Математическая модель динамики цилиндрической зубчатой передачи Новикова. // Тезисы докл. респ. научно-техн. конф. «Повышение технического уровня, совершенствование методов расчета и конструирования зубчатых передач, редукторов и их узлов».-Харьков.-1974.-С.82-85. 3. *Павлов А.И.* Динамика передачи с заданной функ-цией передаточного отношения //Вестник Харьковского политехнического ин-та, №163, Прикладная механика и процессы управления.-Вып. 2.-Харьков, Вища школа.-1980.-С.17-18. 4. *Павлов А.И.* Определение динамической наг-рузки методом комплексного контроля // Сб. “Теория механизмов и машин”.- Вып.36.- Харьков.- 1984.- С.113-115. 5. *Павлов А.И.* Динамика кинемати-ческой зубчатой передачи //Сб. “Теория механизмов и машин”.- Вып.43.- Харьков.- 1987.-С.83-85. 6. *Кириченко А.Ф., Федченко А.В.* О влиянии погреш-ности угла наклона зубьев на динамику зубчатой передачи Новикова ДЛЗ. //Вестник Харьковского гос. политехн. ун-та, вып 50.-Харьков.- 1999.- С.111-117. 7. *Кириченко А., Федченко А. В.* Методика моделирования внутренней динамики цилиндрической передачи Новикова ДЛЗ . //Вестник Харьковского гос. политехн. ун-та, вып 27 .-Харьков.- 1998.- С.130-134. 8. *Кириченко А., Федченко А. В.* О влиянии скоростных режимов на внутреннюю динамику зубчатой передачи Новикова ДЛЗ. // Вестник Харьковского гос. политехн. ун-та, вып 58.-Харьков.- 1999.- С.35-38. 9. *Кириченко А.Ф., Павлов А.И., Плыгун В.И.* Некоторые вопросы совершенствования и развития геометри-ческой теории зацеплений в зубчатых передачах. // Вестник Харьковского национального университета «ХПИ».-Вып.12.-Харьков.-2001.-С.84-89. 10. *Павлов А.И., Кириченко А.Ф.* Стенд для исследования динамической нагрузки в цилиндрических зубчатых колесах с зацеплением Новикова. //Технология и организация производства. – Киев: УкрНИИТИ.-1971, №4.- С.76-77