

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИК ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ВРАЩАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМОВ

Авсневич А.М., Реут Л.Е., Осипович В.В., Адаменко Д.В.

Dependence of rotary pair surfaces durability from irregular load force value and direction is shown. The load force value and direction irregularity is a feature of mechanism, especially leverage. The method which accounts that irregularity during the durability tests is considered.

Функционирование вращательных пар трения в механизмах обуславливает особенности кинематики относительного движения и силового взаимодействия звеньев. Внешние силы, действующие на звенья, являются переменными по величине и направлению, в результате чего изменяются величины и направления реакций между ними. Имеет место взаимное обкатывание вала и втулки. Приложенная к каждому из звеньев сила реакции изменяется циклически и описывается переменными величиной и направлением в системе координат, связанной с исследуемым звеном. Наиболее существенное изменение величины и направления реакций во вращательных кинематических парах наблюдается в рычажных механизмах /1/. Различия нагруженности разных участков рабочих поверхностей вращательных пар усиливается из-за переменной относительной угловой скорости звеньев. Все это следует учитывать при прогнозировании ресурса работы пар трения.

Непостоянство скорости поворота вектора реакции и относительной скорости вращения звеньев при изменении величины силы реакции приводит к неравномерной нагруженности различных участков элементов кинематических пар. На каждом элементарном участке поверхности пары трения различаются величины усилия в зоне контакта, относительные скорости скольжения и сама длительность изнашивания. Это создает затруднения в количественной оценке интенсивности изнашивания и прогнозировании ресурса работы пары до появления максимально допустимых зазоров в сопряжениях.

Циклическое изменение величины и направления силы реакции во вращательной кинематической паре оказывает влияние и на усталостную прочность звеньев. При таком нагружении каждый элемент поверхностей трения испытывает циклически изменяющиеся напряжения, причем однократная смена напряжений происходит от нуля до максимального сжатия. Такой цикл нагружения является знакопостоянным и пульсирующим (отнулевым). Характеристиками такого цикла являются коэффициент асимметрии $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$, среднее напряжение цикла σ_m и амплитуда цикла σ_a . В нашем случае различные элементы в поверхностном слое имеют разные значения указанных характеристик. В предельном случае $\sigma_{\max} = 0$, $r = -\infty$, $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{\min} / 2$, где значение σ_{\min} – наибольшее сжимающее напряжение /2/.

Материал под действием циклически изменяющихся напряжений разрушается при более низких напряжениях, чем предел его прочности и даже предел текучести, и это связано с усталостью материала, которая проявляется в появлении и развитии усталостной трещины. На накопленных экспериментальных данных построены диаграммы предельных амплитуд, позволяющие проводить оценку усталостной прочности детали из конкретного материала для любого асимметричного цикла нагружения (диаграмма Хейга). Эти диаграммы построены на основании экспериментов, проведенных для стандартных образцов. Реальные детали конструкций отличаются по размерам и по обработке поверхности, они часто наделены концентраторами напря-

жений, что в значительной степени влияет на их усталостную прочность и снижает предел выносливости материала. В случае описанного переменного нагружения сопряжения «вал-втулка» представляется затруднительным точно оценить величины максимальных сжимающих напряжений, значения коэффициента асимметрии, существенно отличающиеся для разных элементов поверхности пары трения.

Изменение величины и направления силы реакции обуславливает возможность появления в механизмах фреттинг-изнашивания кинематически неподвижных соединений [3]. Наиболее вероятно его появление в местах, где неподвижные опорные втулки установлены в корпусных деталях по посадкам без гарантированного зазора.

Таким образом, явление изменения величины и направления силы реакций во вращательных кинематических парах механизмов оказывает влияние на износостойкость и усталостную прочность элементов кинематических пар. Количественная оценка влияния указанных явлений на долговечность затруднительна, что вызывает необходимость проведения экспериментальных исследований. Поэтому представляется актуальной разработка методик испытаний звеньев на долговечность, предусматривающих управляемое изменение величин и направлений прилагаемых усилий в широком диапазоне, характерном для реальных условий работы вращательных кинематических пар в механизмах машинных агрегатов.

Решение поставленной задачи обеспечивается разработкой устройств, обеспечивающих варьирование относительной скорости вращения, величины и направления силы реакции во вращательной паре трения, в процессе испытаний в зависимости от обобщенной координаты механизма – угла поворота вала 1 (рисунок 1). Устройство состоит из вала 1 и втулки 2, составляющих испытуемую пару трения, а также телескопического стержня 3 с установленными на нем пружиной 4 и роликами 5 на концах, водила 6 стержня 3, неподвижной рамы 7 и передаточных механизмов 8 и 9. Представленная конструкция позволяет управлять циклическим изменением трех независимых параметров:

1) угловой скорости втулки 2 относительно вала 1, описываемой передаточной функцией $i_{21}(\varphi_1) = d\varphi_2 / d\varphi_1 = \omega_2 / \omega_1$;

2) величины нагружающей силы, соответствующей реакции между валом и втулкой, в зависимости от угла поворота вала $F(\varphi_1)$;

3) угла направления вектора нагружающей силы (в системе координат, связанной с валом) в зависимости от угла поворота вала $\varphi_R(\varphi_1)$, описываемой передаточной функцией $i_{31}(\varphi_1) = d\varphi_3 / d\varphi_1 = \omega_3 / \omega_1$, где φ_3 и ω_3 – угол поворота и угловая скорость стержня с нагружающей пружиной.

Зависимости $i_{21}(\varphi_1)$, $F(\varphi_1)$ и $i_{31}(\varphi_1)$ определяются в результате предварительного динамического анализа механизма, в котором должна функционировать испытуемая пара трения. Один цикл испытаний соответствует одному обороту вала 1, являющегося приводным звеном.

Управляемое изменение величины нагружающей силы обеспечивается созданием переменного радиуса кривизны внутренней поверхности неподвижной рамы. За счет этого сжатие нагружающей пружины происходит по заданному закону с большим или меньшим усилием.

Требуемый закон изменения угловых скоростей втулки 2 и нагружающей пружины 7 обеспечивается созданием специальных передаточных механизмов с переменным передаточным отношением согласно законам изменения передаточных функций. Их проектирование осуществляется по задаваемым зависимостям $i_{21}(\varphi_1)$ и $i_{31}(\varphi_1)$. При наиболее сложных видах зависимостей передаточные механизмы мо-

гут представлять собой несколько последовательно работающих зубчатых, рычажных, или кулачковых механизмов.

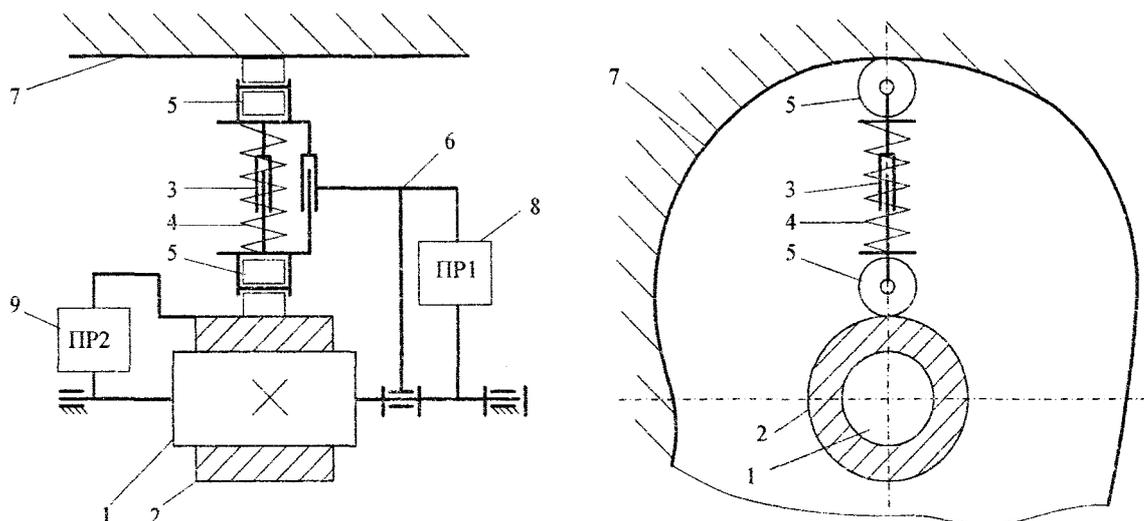


Рисунок 1 – Принципиальная схема устройства для испытаний вращательных пар трения с управляемым изменением кинематических и силовых параметров

Примером относительно простого решения, обеспечивающего передачу вращения со сложным характером изменения передаточных функций, является создание рычажного механизма с двумя структурными группами Ассур (рисунок 2). Скорость вращения начального звена ω_1 соответствует скорости вращения вала 1. Первая из присоединенных групп Ассур, может быть 2-го или более высокого класса. Ее проектирование осуществляется из условия обеспечения требуемой траектории движения некоторой точки на одном из звеньев. Эта траектория обязательно должна быть замкнутой кривой близкой к эллипсу (например, для точки *A* на рисунке 2) для обеспечения вращения выходного звена механизма без изменения направления. При качательном движении выходного звена траектория может быть как дугой окружности (для точки *B*) так и замкнутой кривой. Вторая присоединенная структурная группа должна относиться к 3-му виду 2-го класса и обеспечивать вращение входящих в нее звеньев с одинаковой угловой скоростью. Для переменного вращения выходного звена без изменения направления его ось (точка O_1 на рисунке 2) должна находиться внутри замкнутой траектории движения точки *A*, а для обеспечения качательного движения – вне данной траектории.

Задача синтеза такого передаточного механизма может быть разбита на два этапа. Первый – определение необходимой траектории движения точки внешней подвижной кинематической пары последней присоединенной группы Ассур и положения оси вращения выходного звена – осуществляется непосредственно исходя из задаваемой зависимости $i_{21}(\varphi_1)$ или $i_{31}(\varphi_1)$. Второй – синтез механизма, обеспечивающий требуемую траекторию движения точки. Методика решения таких задач описана в [4]. В ряде случаев приводы вращения с переменной скоростью могут быть созданы на основе простейших четырехзвенных рычажных механизмов. Например, кулисные механизмы с неподвижной осью движения кулисы или качающимся кулисным камнем могут обеспечить как переменную скорость вращения без изменения направления, так и качательное движение. Последовательное соединение таких механизмов обеспечивает кратное количество точек экстремума функции $i_{11}(\varphi_1)$ за цикл. Передаточный механизм, передающий вращение от вала 1 к втулке 2

(см. рисунок 1), может являться аналогом того механизма, в котором должна функционировать испытуемая вращательная пара трения.

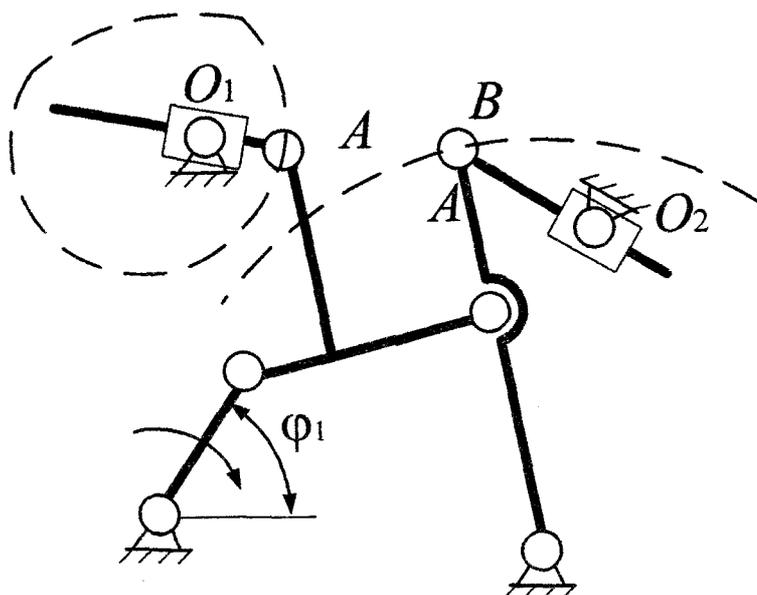


Рисунок 2 – Пример рычажного передаточного механизма

Распределение износа вала 1 по наружной поверхности и втулки 2 по внутренней поверхности определяют сравнением результатов измерения радиального биения данных поверхностей до и после испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алгоритмизация расчетов факторов износа кинематических пар рычажных механизмов / А.М. Авсиевич [и др.] // Машиностроение: Респ. сб. научн. трудов. – Вып. 25. – Минск: БНТУ, 2009. – С. 8–11.
2. Сопротивление материалов / под ред. Г.С. Писаренко. – Киев, 1979. – 693 с.
3. Трение, износ и смазка (Трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе [и др.]; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
4. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учебник для вузов / И.И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – С. 550–568.

Поступила 31.10.11