

тельно влияет акустический кавитационный эффект [4–6], отмечаемый при интенсивности ультразвука выше порога кавитации (~ 1 Вт/см 2). Известно, что при асимметричном захлопывании кавитационных пузырьков у входа в отверстие образующиеся кумулятивные струи вызывают результирующий поток, направленный в отверстие. Скорость его может достигать порядка 10 3 м/с [7]. Эти потоки обеспечивают интенсивное заполнение расплавом глухих или продувание сквозных отверстий.

Таким образом, введение высокочастотных колебаний в расплав способствует не только интенсификации процесса диффузационного насыщения, но и делает возможным упрочнение труднодоступных поверхностей деталей. Данный процесс может быть рекомендован для обработки деталей автомобилей и тракторов (клапаны, шаровые опоры, цилиндры тормозных систем и подвески, шестерни, крестовины, карданные валы и дифференциалы) и технологической оснастки (элементы пресс-форм, фильтры и т.п.).

Литература

1. Абрамов О.В., Хорбенко И.Г., Швегла Ш. Ультразвуковая обработка материалов. М., 1984.
2. Северденко В.П., Степаненко А.В., Хан Дык Ким, Довгялло И.Г. О расчете волновода с преобразованием направления колебаний // Прикладная механика. 1980. Т. 16. № 5. С. 137–140.
3. Нехаев И.П., Довгялло И.Г., Кузьменкова Ф.М. Влияние ультразвуковых колебаний на кинетику химических реакций ванны жидкостного азотирования на основе мочевины // Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Минск, 1977. С. 127–128.
4. Прохоренко П.П., Дежкунов Н.В., Коновалов Г.Е. Ультразвуковой капиллярный эффект. Минск, 1981.
5. Прохоренко П.П., Пугачев С.И., Семенова Н.Г. Ультразвуковая металлизация материала. Минск, 1987.
6. Прохоренко П.П., Мигун Н.Г. Введение в теорию капиллярного контроля. Минск, 1988.
7. Воинов В.В., Воинов О.В. О движении и заполнении полостей в безграничной жидкости и около плоскости // Прикл. механика и техн. физика. 1975. № 1. С. 89–95.

УДК 630*323

В.В.ИГНАТЧИК (БТИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАХВАТНОГО МЕХАНИЗМА УСТРОЙСТВА ПОШТУЧНОЙ ВЫДАЧИ КРУГЛЫХ ЛЕСОМАТЕРИАЛОВ

У определенных буферно-загрузочных устройств конвейерно-манипуляторного типа, применяемых в лесозаготовительной промышленности, целевым органом является нецентральный кривошипно-кулисный механизм, выполняющий комплекс функций по разобщению и поштучной выдаче сортиментов, труб и других заготовок [1].

На рис. 1 изображена принципиальная схема механизма. В силу технологических потребностей кривошип 4 совершают неполный оборот, кулиса 2 также движется колебательно. Кривошип выступом *b* перемещается в криволинейный направляющий *a* кулисы. Такой механизм эквивалентен кулачковому механизму с геометрическим замыканием звеньев. Поэтому по профилю паза эквивалентного кулачка.

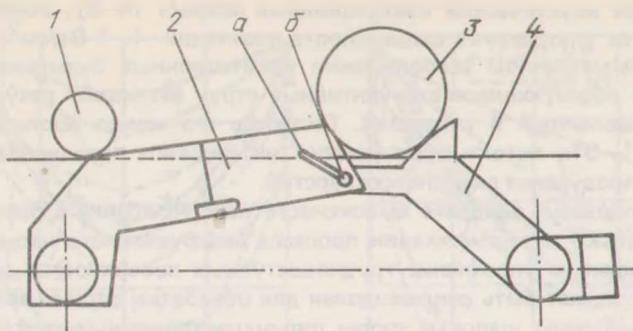


Рис. 1. Принципиальная схема захватного механизма

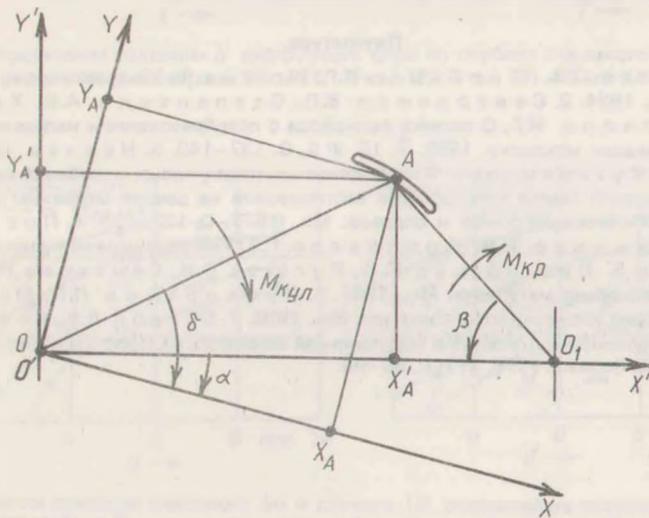


Рис. 2. Схема для расчета уравнений связей

Внешними силовыми факторами, воздействующими на звенья механизма, являются составляющие сил тяжести и сил трения от заготовок 1 и 3. Эти составляющие создают моменты $M_{кул}$ и $M_{кр}$. Собственной массой звеньев пренебрегаем ввиду незначительности в сравнении с массой заготовок.

Составив геометрические уравнения связи, получим из них зависимости углов поворота кривошипа и кулисы от базовых размеров механизма и текущих координат прорези. Для этого введем две прямоугольные системы координат с общим началом отсчета в центре вращения кулисы. Система координат $X'ОY'$ неподвижна и связана с базой механизма $ОO_1$, $XОY$ – подвижна, поворачивается вместе с кулисой (рис. 2).

Начало отсчета угла поворота α подвижной системы координат $XОY$ выбрано с момента, когда ось OX совпадает с осью OX' . В неподвижной системе координат имеет место равенство

$$(l - x')^2 + y'^2 = R^2, \quad (1)$$

где $R = |AO_1|$ – радиус кривошипа.

Обозначив расстояние OO_1 через l , найдем зависимость между координатами точки A в подвижной и неподвижной системах координат.

$$x'_A = l \cos \alpha - x_A; \quad y'_A = y_A - l \sin \alpha.$$

Тогда равенство (1) примет следующий вид:

$$(l - l \cos \alpha + x_A)^2 + (y_A - l \sin \alpha)^2 = R^2. \quad (2)$$

Угол поворота кривошипа β можно определить как $\sin \beta = y_A / R$. Но так как $y'_A = y_A \cos \alpha - x_A \sin \alpha$, то

$$B \sin \beta = y_A \cos \alpha - x_A \sin \alpha. \quad (3)$$

Дифференцируя равенства (2) и (3), найдем значения da и $d\beta$. Получаем искомые зависимости:

$$da = \frac{dy(l \sin \alpha - y) - dx(x - l \cos \alpha + l)}{l \sin \alpha (x - l \cos \alpha + l) + l \cos \alpha (l \sin \alpha - y)}; \quad (4)$$

$$d\beta = \frac{1}{R \cos \beta} (\cos \alpha dy - \sin \alpha dx - da(y \sin \alpha + x \cos \alpha)). \quad (5)$$

Считая механизм находящимся в равновесии и подчиненным геометрическим стационарным неосвобождающимся связям, применим принцип возможных перемещений [2]:

$$\delta A_{кул} + \delta A_{кр} - \delta A_{тр} = 0. \quad (6)$$

Элементарная работа активных сил, действующих на кулису при любом возможном перемещении, $\delta A_{кул} = M_{кул} da$. Для кривошипа $\delta A_{кр} = M_{кр} d\beta$.

Определим работу сил трения в высшей кинематической паре (точке контакта кривошипа и кулисы в направляющей прорези). Из условия равновесия кулисы

$$N = \frac{M_{кул}}{f \cos \delta y + f \sin \delta x + \cos \delta x - y \sin \delta}, \quad (7)$$

где f – коэффициент трения; $\delta = \arctg dy/dx$ – угол, определяющий направление прорези.

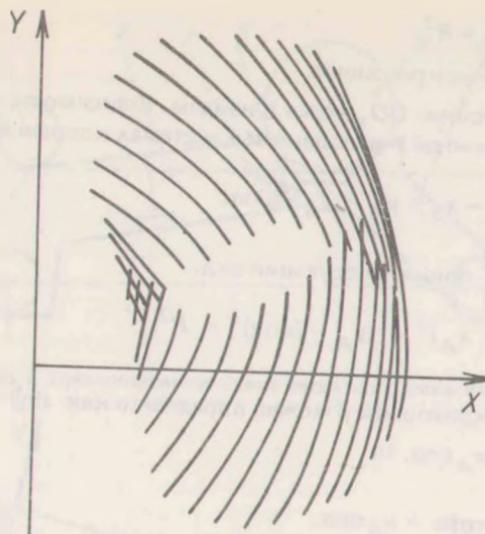


Рис. 3. Поле возможных профилей прорези кулисы

Тогда $\delta A_{\text{тр}} = -Nfdx \sqrt{1 + (dy/dx)^2}$.

Учитывая, что $F_{\text{тр}} = Nf$, и преобразуя формулу (7), окончательно получим:

$$\delta A_{\text{тр}} = \frac{-M_{\text{кул}} f dy(1 + (dy/dx)^2)}{dy/dx((fy + x) + dy/dx(fx - y))}.$$

Формула (6), выражающая принцип возможных перемещений, примет следующий вид:

$$M_{\text{кул}} da + M_{\text{кр}} d\beta - \left| \frac{M_{\text{кул}} f dy(1 + (dy/dx)^2)}{dy/dx((fy + x) + dy/dx(fx - y))} \right| = 0. \quad (8)$$

Поскольку $M_{\text{кул}} = f(\alpha)$, $M_{\text{кр}} = f(\beta)$, то $\operatorname{tg}\delta = dy/dx$ — первая производная. С учетом формул (4) и (5) выражение (8)

$$\begin{aligned} M_{\text{кул}} \frac{dy(\operatorname{tsina} - y) - dx(x - (\cos\alpha + l))}{\operatorname{tsina}(x - (\cos\alpha + l)) + l \cos\alpha(\operatorname{tsina} - y)} + \frac{M_{\text{кр}}}{R \cos\beta} x \\ x(\cos\alpha dy - \sin\alpha dx) - \frac{dy(\operatorname{tsina} - y) - dx(x - (\cos\alpha + l))}{\operatorname{tsina}(x - (\cos\alpha + l)) + l \cos\alpha(\operatorname{tsina} - y)} x \\ x(\operatorname{ysina} + x\cos\alpha) - \left| \frac{M_{\text{кул}} f dy(1 + (dy/dx)^2)}{dy/dx(fy + x) + (dy/dx)^2(fx - y)} \right| = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Решая дифференциальное уравнение (9) относительно dy/dx , можно определить направление прорези в зависимости от внешних нагрузок и угла поворота кулисы.

Для расчета полного профиля прорези задаемся начальными значениями x_0 и y_0 (начало прорези). По этим значениям из уравнений связи (2) и (3) определяем углы α_0 и β_0 и соответствующие значения моментов $M_{кул}$ и $M_{кр}$, если примем, что они зависят от положения звеньев. Затем из уравнения (9) находим значение производной dy/dx , определяющей направление прорези. Итак, последовательно проходим от α_0 до конечного значения $\alpha_{кон}$. Вышеописанный алгоритмложен в основу написания программы для ЭВМ по расчету профиля прорези кулисы конкретного механизма. Варьируя значением начального угла β_0 (начало прорези) при неизменных R и L , получим поле возможных профилей прорези, удовлетворяющих заданным внешним нагрузкам $M_{кул}$ и $M_{кр}$ (рис. 3).

Литература

1. А.с. 459391 СССР, Кл. В 65 Г 43/38. Устройство для поштучной выдачи бревен.
2. Старжинский В.М. Теоретическая механика. М., 1980.

УДК 620.169.2:53.092

А.Г.КАПСАРОВ, И.Г.ДОВГЯЛЛО,
канд.-ты техн. наук, В.И.БОРД, А.В.ЗАЙЦЕВ (БТИ)

КОМПЛЕКС УСТРОЙСТВ ДЛЯ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОСИСТЕМ НА УСТАЛОСТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Трубопроводы гидросистем лесных машин в ряде случаев подвергаются усталостному разрушению. Наиболее достоверную информацию об их циклической долговечности традиционно получали путем натурных или лабораторных испытаний в диапазоне реальных нагрузок, как правило, на низких частотах нагружения, что существенно снижало оперативность прогноза.

Отсутствие качественно различных механизмов усталости материалов как для звукового, так и для ультразвукового диапазона частот при соответствующем поддержании режима охлаждения [1] вызывает особый интерес к исследованиям усталостной долговечности элементов трубчатых систем при высоких частотах нагружения и значительных гидростатических давлениях. С этой целью была создана гамма устройств, позволяющих корректное определение влияния скорости циклического воздействия на характеристики сопротивления усталости сплавов на основе железа, меди и алюминия при асимметричных циклах нагружения, создаваемых гидропод нагрузкой. Во всех устройствах использован единый унифицированный по размерным параметрам образец-трубка, связанный с помощью концентратора и согласующих волноводов с магнитострикционными стендами, работающими на резонансных частотах 17,9, 8,8 и 2,8 кГц. В каналах гидравлической аппаратуры предусмотрены единая конфигурация внутренней полости и объем жидкости, взаим-