

УДК 621.01

Проектирование и исследование механизма маятникового лобзика с приводом от синусного механизма

Павлюк Е.Н.

*Студентка,
кафедра «Энергетического машиностроения»*

Научный руководитель: Вуколов А.Ю.

Одной из актуальных задач, стоящих в данный момент перед проектировщиками ручного инструмента, является устранение отдачи и других паразитных усилий, воздействующих на руку пользователя. Одним из наиболее употребимых способов такого устранения является применение уравнивающих механизмов. В данной работе был описан процесс определения закона движения толкателя и массы самого утяжеленного толкателя в уравнивающем кулачковом механизме электролобзика с приводом от синусного механизма.

В составе лабораторного оборудования кафедры теории механизмов имеется синусный механизм. На базе подобного механизма построен электролобзик Makita 4327 (рис. 1).

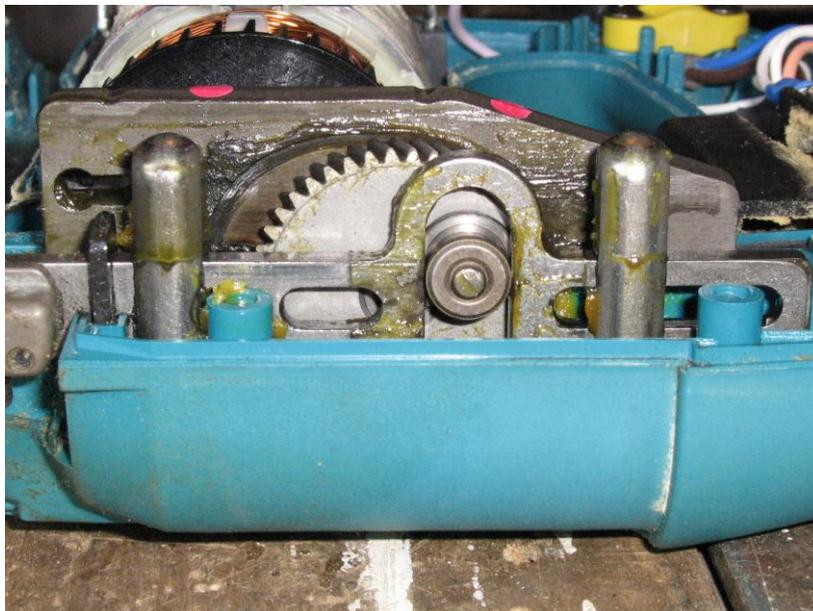


Рис. 1 Электролобзик Makita 4327

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является определение закона движения толкателя и массы самого утяжеленного толкателя в уравнивающем кулачковом механизме (рис. 2).

Определение данного закона движения следует провести по условию минимизации результирующих инерционных усилий отдачи на корпусе устройства. Введение проектирования данного механизма в курс теории машин и механизмов, как один из вариантов курсового проекта.

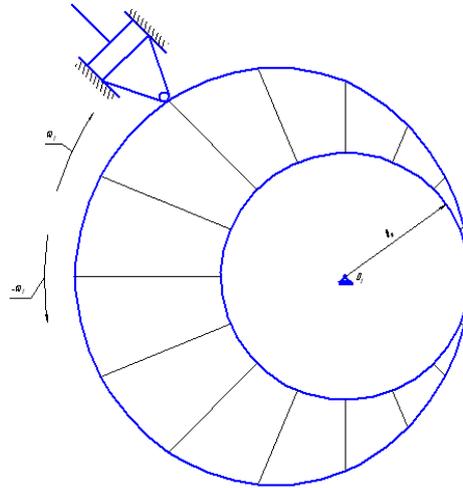


Рис. 2 Профиль кулачкового механизма

ОПИСАНИЕ МЕХАНИЗМА

Электролобзик предназначен для обработки различных материалов, резаньем с помощью сменного лезвийного инструмента. Механизм лобзика состоит из электродвигателя, зубчатой передачи, синусного механизма (рис. 3), приводящего в движение рабочий орган (пилу), уравнивающего кулачкового механизма, с утяжеленным толкателем.

Исходными данными для проектирования механизма лобзика являются: частота вращения ротора электродвигателя, частота рабочих ходов пилы, максимальная сила резания, график зависимости которой от положения пилы внутри рабочего хода представлен на рис. 4, общая масса устройства, масса и моменты инерции рабочих частей механизма (шестерни и рабочей кулисы).

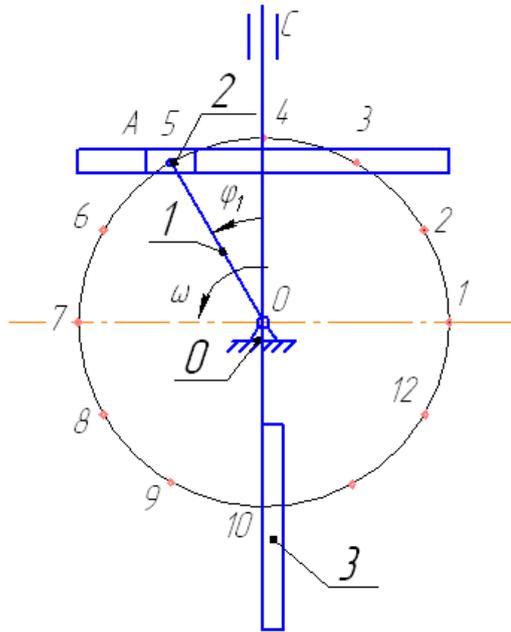


Рис. 3 Схема синусного механизма (1 – кривошип, 2 – рейка с ползуном, 3 – сменный лезвийный инструмент (пила))

Описание процесса моделирования кинематики и силового нагружения механизма

Определение закона движения механизма.

Для определения закона движения механизма воспользуемся графиком изменения кинетической энергии первой группы звеньев

$$\underline{\Delta T_I(\phi_1) := A_\Sigma(\phi_1) - T_{II}(\phi_1)}$$

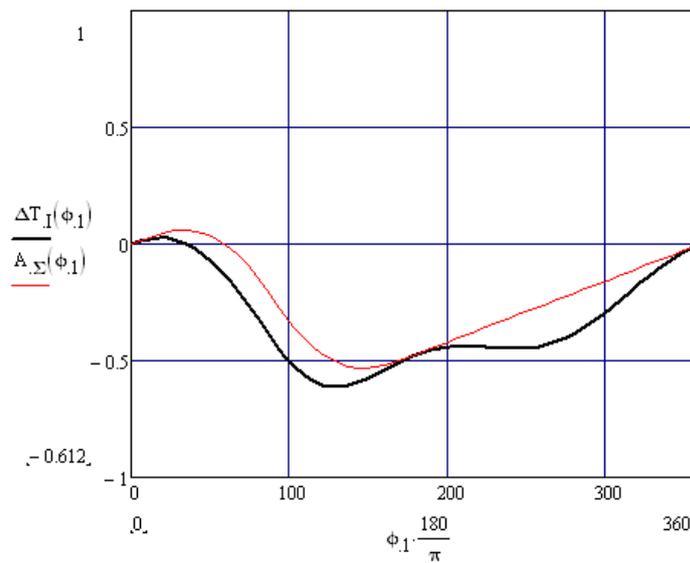


Рис.4. Диаграмма суммарной работы и кинетической энергии

Найдем наибольшее изменение кинетической энергии первой группы звеньев. Для этого с помощью встроенных функций Mathcad найдем экстремумы данного графика.

$$\begin{aligned} f_{\min} &:= \text{Minimize}(\Delta T_I, f) & f_{\max} &:= \text{Maximize}(\Delta T_I, f) \\ T_{I\min} &:= \Delta T_I(f_{\min}) & T_{I\max} &:= \Delta T_I(f_{\max}) \\ & & T_{I\max} &= 0.026 \\ \Delta T_{I\text{изм}} &:= T_{I\max} - T_{I\min} = 0.639 \end{aligned}$$

Для определения закона движения механизма воспользуемся тем фактом, что график $T_I(\phi_1)$ при малых значениях коэффициента неравномерности приближенно изображает также зависимость $\omega_1(\phi_1)$

$$\begin{aligned} \omega(\phi_1) &:= \omega_{\text{н\delta}} + \Delta\omega(\phi_1) \\ &\text{где} \\ \Delta\omega(\phi_1) &:= \frac{\Delta T_I(\phi_1) - \frac{T_{I\max} + T_{I\min}}{2}}{\omega_{\text{н\delta}} \cdot J_{i\delta\Sigma}} \end{aligned}$$

Таким образом получаем аналог угловой скорости:

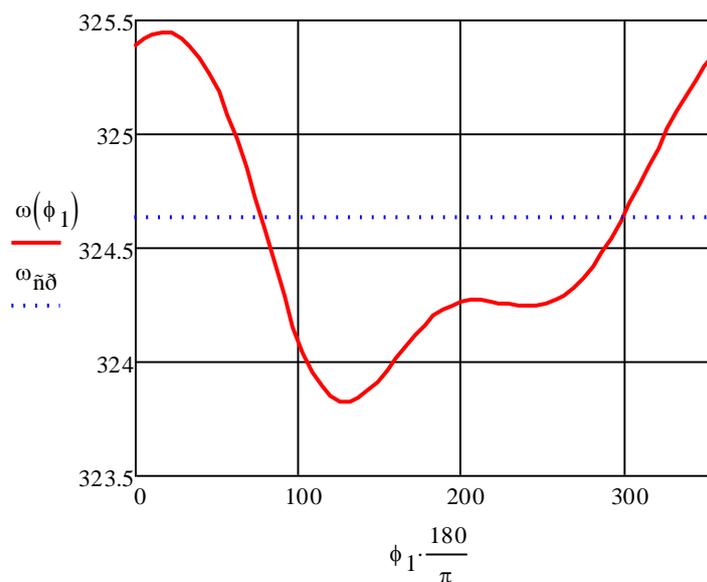


Рис.5 Диаграмма угловой скорости звена приведения

Аналог углового ускорения найдем из зависимости:

$$\varepsilon(\phi_1) := \frac{M_{\Sigma}(\phi_1)}{J_{i\delta\Sigma}(\phi_1)} - \frac{\omega(\phi_1)}{2 \cdot J_{i\delta\Sigma}(\phi_1)} \cdot \left(\frac{d}{d\phi_1} J_{i\delta\Sigma}(\phi_1) \right)$$

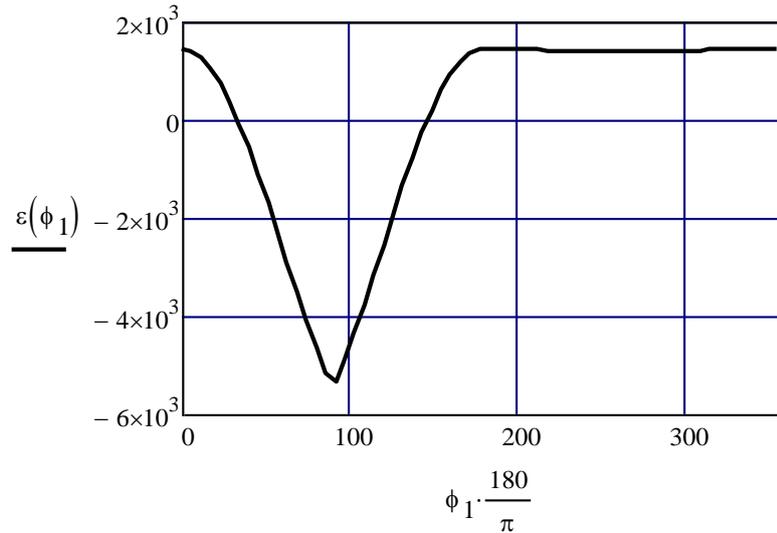


Рис.6. Диаграмма углового ускорения звена приведения

Таким образом мы получили закон движения толкателя электролобзика Makita4327.

Расчет уравнивающего устройства

Зная закон движения толкателя электролобзика, и массу отдельных частей механизма, получим годограф сил инерции в среде MatchCad (рис. 7)

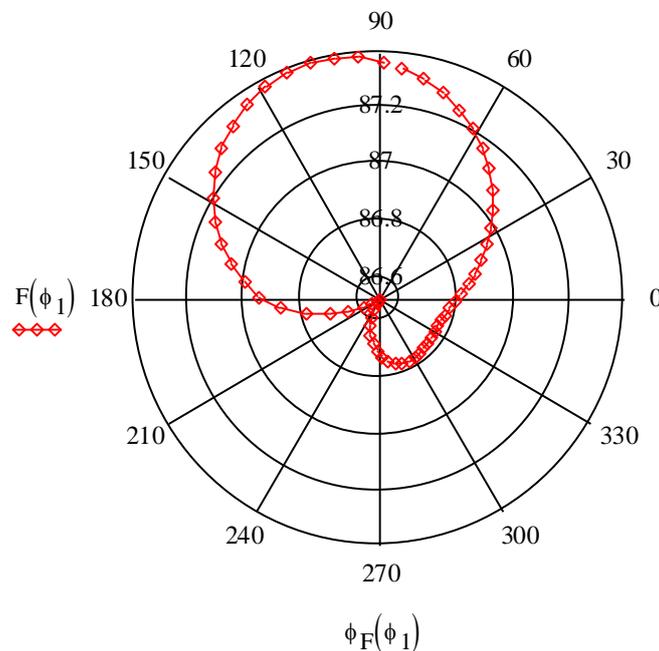


Рис. 7. Годограф сил инерции

Из технического описания механизма известно, что длина кривошипа не должна превышать 17 мм. Исходя из данных параметров, необходимо подобрать минимально возможную массу уравнивателя. Изначально принимаем её равной 120гр. Построив график зависимости длины кривошипа от массы уравнивателя, видим, что это не самый оптимальный вариант. Проведём оптимизацию в среде MathCad (рис. 8).

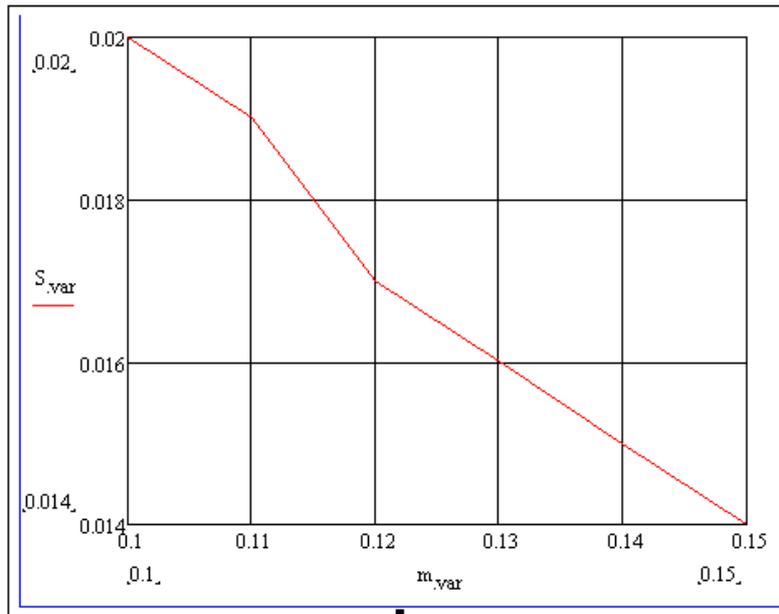


Рис. 8. График зависимости длины кривошипа от массы уравновешивателя

Из графика видим, что самым оптимальным вариантом является груз массой 120гр.

ВЫВОДЫ:

- На основе устройства-прототипа и модельной диаграммы сил резания проведено проектирование кинематики и силовой анализ механизма маятникового лобзика с приводом от синусного механизма.
- Рассчитан на основе годографов сил инерции звеньев - механизм, обеспечивающий уравновешивание возникающих усилий отдачи при обратном ходе пилы или холостой работе лобзика.
- Проведена попытка оптимизации по критерию массы уравновешивающего груза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Попов С. А., Тимофеев Г. А Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. Под ред. Фролова К. В. М.: Высшая школа, 1999.
2. Фролов К. В., Попов С. А., Мусатов А. К., и др. Теория механизмов и механика машин. Под ред. Фролова К. В. М.: Высшая школа, 1998.
3. Учебное пособие для курсового проектирования по теории механизмов. Часть I. Под ред. Архангельской Т. А. М.: МГТУ, 2002.
4. Каганова В. В., Никоноров В. А., Тимофеев Г. А., Яминский А. В. Проектирование зубчатых передач и планетарных механизмов и использованием ЭВМ. Учебное пособие для курсового проектирования. Под ред. Тимофеева Г. А. М.: МГТУ, 1987.