

УДК 62-12

**ПРИМЕНЕНИЕ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА  
ДЛЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ МАШИН**

©Оболенская Т. А., Клочко А. С.

*Українська інженерно-педагогічна академія*

В статье рассматривается работа кривошипно-ползунного механизма с гибким стержнем. Построенная математическая модель КМП с гибкими стержнями и разработана методика прочностного расчета элементов, определяющий его ресурс.

**Ключевые слова:** кривошипно-ползунный механизм, гибкая связь, поршневые машины.

*Оболенская Т. А., Клочко А. С.* «Застосування кривошипно-повзунного механізму для малогабаритних машин».

У статті розглядається робота кривошипно-повзунного механізму з гнучким стержнем. Побудована математична модель КМП з гнучкими стрижнями і розроблена методика розрахунку на міцність елементів, що визначає його ресурс.

**Ключові слова:** кривошипно-повзунковий механізм, гнучкий зв'язок, поршневі машини.

*Obolenskaya T. A., Klochko A. S.* “The application of the crank-slider mechanism for small gabarit machines”.

In the article the work of crank-slider mechanism with flexible bar. The mathematical is examined model CSM with flexible bar is constructed and the methods of strength calculations of elements, which deterring its resource is worked out.

**Key words:** crank-slider mechanism, flexible connection, reciprocating engines.

### **1. Актуальность проблемы**

В современных малогабаритных поршневых машинах в качестве привода поршней широко применяется кривошипно-ползунный механизм (КПМ). Миниатюризация известных конструктивных решений компрессоров, газовых криогенных машин, двигателей Стирлинга значительно усложняет задачу размещения шарнирного соединения в поршне или делает невозможным традиционное исполнение [1].

### **2. Постановка задачи**

Особенностью многих малогабаритных машин является работа поршневых групп без смазки [2]. Однако в условиях сухого трения работоспособность подшипниковых поршневых узлов существенно снижается. При этом затруднительна и достоверная расчетная оценка долговечности подвижного соединения. Наиболее приемлемы для таких условий работы роликовые подшипники игольчатого типа с ограниченным количеством пластичной смазки с низкой упругостью паров, но сложность удержания смазки на дорожке качения и малые углы

качения подшипника приводят к быстрому изнашиванию рабочей поверхности пальца и к выходу из строя подшипниковой группы.

### 3. Основной материал

Трудности проектирования элементов КПМ малогабаритных машин заставляют разработчиков искать новые технические решения механизма привода поршней. Одно из таких решений – использование в КПМ в качестве шатуна гибкого стержня, жестко заземленного в поршне и нижней головке шатуна [1]. Основной причиной, сдерживающей применение такого механизма, является отсутствие методики расчета и рекомендаций по проектированию его гибкого элемента.

Построена математическая модель КПМ с гибкими стержнями и разработана методика прочностного расчета элементов определяющих его ресурс. Расчетная схема представлена на рис. 1. Гибкий стержень постоянного сечения 1 жестко заземлен в поршне 2 и нижней головке шатуна 3, которая принимается в расчетах недеформируемой. В процессе работы на гибкий стержень действует периодическое продольное усилие  $P(\alpha)$  (здесь  $\alpha$  – угол поворота кривошипа); в общем случае оно знакопеременно.

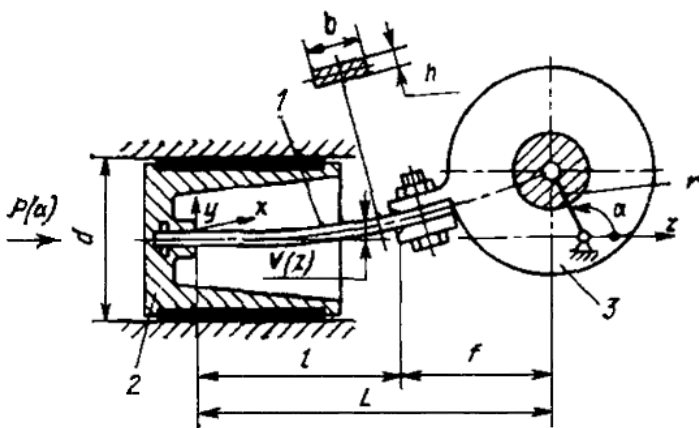


Рис. 1 – Схема кривошипно-ползунного механизма с гибким стержнем постоянного сечения

При этом стержень изгибается в плоскости, перпендикулярной оси кривошипа. Для расчета напряжений в гибком стержне воспользуемся приближенной теорией изгиба стержня – теорией малых перемещений, в которой ввиду малости прогибов продольными перемещениями пренебрегают. Экспериментальная оценка нормальных напряжений в сечении

гибкого стержня при поперечном изгибе показала, что для отношений прогибов  $V(z)$  к длине стержня  $l$  менее 0,15 погрешность теории малых перемещений составляет не более 5%. Это с допустимой для инженерных расчетов точностью позволяет применить данную теорию для расчета напряжений в гибких стержнях КПМ с  $\lambda=r/L \leq 0,15$  (здесь  $r$  – радиус кривошипа;  $L$  – длина шатуна).

Дифференциальное уравнение прогиба оси стержня без учета распределенной инерционной нагрузки запишем в виде:

$$V^{IV}(\tau) = K^2 V^U(z) = 0, \quad (1)$$

где  $V$  – прогиб оси стержня в сечении с координатой  $z$ , отсчитываемой от места заделки стержня в поршень;

$$K^2 = P(\alpha)/EI_x;$$

$EI_x$  – изгибная жесткость стержня.

Если  $V_1(z), V_2(z), V_3(z), V_4(z)$  – нормальная система фундаментальных решений уравнения (1), то его решение можно представить в виде:

$$V(z) = A V_1(z) + B V_2(z) + C V_3(z) + D V_4(z),$$

где:  $A, B, C, D$  – постоянные интегрирования, определяемые из условий закрепления гибкого стержня с поршнем и нижней головкой шатуна. Фундаментальные функции зависят от знака внешней нагрузки  $P(\alpha)$  (см. таблицу).

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 1) условия закрепления гибкого стержня в поршне и нижней головке шатуна имеют вид:

$$\begin{cases} V(0) = 0; \\ V'(0) = 0; \\ V(1) + V'(1)f = r \sin \alpha \\ V''(1) + V'''(1)f = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Знак нагрузки	$V_1(z)$	$V_2(z)$	$V_3(z)$	$V_4(z)$
$P(\alpha) < 0$ (продольно-поперечный изгиб)	1	$z$	$(1 - \cos Kz)/K^2$	$(Kz - \sin Kz)/K^3$
$P(\alpha) > 0$ (изгиб с растяжением)	1	$z$	$(\operatorname{ch} Kz - 1)/K^2$	$(\operatorname{sh} Kz - Kz)/K^3$
$P(\alpha) = 0$ (поперечный изгиб)	1	$z$	$z^2/2$	$z^3/6$

Решая систему уравнений (2), определяем постоянные интегрирования  $A, B, C, D$ .

Изгибающий момент  $M_x(z)$  и поперечную силу  $Q_y(z)$  можно найти из соотношений

$$M_x(z) = -EI_x V''(z) \quad (3)$$

$$Q_y(z) = -EI_x V'''(z) \quad (4)$$

Развернутые выражения (3) и (4) для гибкого стержня прямоугольного сечения приведены в работе [2].

Нормальные напряжения по высоте  $h$  сечения гибкого стержня

$$\sigma(z) = \frac{M_x(z)}{I_x} \left( \pm \frac{h}{2} \right) + \frac{P(\alpha)}{F}$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения гибкого стержня.

Следует отметить, что в процессе работы нагрузка на гибкий стержень изменяется циклически. В таких условиях оценка работоспособности КПМ проводится по запасу усталостной прочности  $n_\sigma$ .

Прочностной расчет гибкого стержня КПМ предполагает проверку на статическую устойчивость. Устойчивое равновесие КПМ сохраняется с ростом нагрузки до момента обращения в нуль определителя системы (2) в режиме продольно-поперечного изгиба. На

рис. 2 представлена зависимость между безразмерными параметрами  $\beta = l/L$  и  $y = L \sqrt{\frac{P(\alpha)}{EI_x}}$  и

показана граница устойчивости КПМ, пользуясь которой, можно определять размеры  $\beta, h, l$  и  $L$  механизма.

Для случаев  $P(\alpha) \geq 0$  (изгиб с растяжением и поперечный изгиб) изгибающий момент в гибком стержне максимален при  $z=0$  и минимален при  $z=1$ . Для случая  $P(\alpha) < 0$  (продольно-

поперечный изгиб), координата максимального момента  $z_M$  является функцией геометрических параметров и внешней нагрузки и ее можно определить исследуя на экстремум выражение (3).

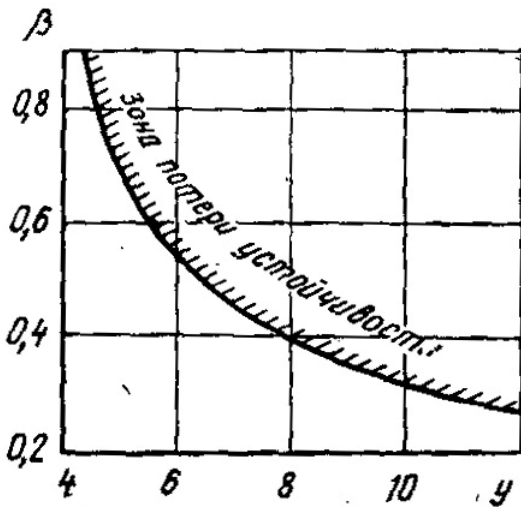


Рис. 2 – Характеристика статистической устойчивости КПМ с гибким стержнем

В результате получим:

$$z_M = l \left( 1 - \frac{1}{\beta y} \operatorname{arctg} \frac{1}{y(1-\beta)} \right)$$

В гибком КПМ, в отличие от обычного, в соединении шатуна с цилиндром поршня действует момент от упругих сил, изменяя характер взаимодействия поршня с цилиндром и распределение контактных давлений в этом сопряжении. Методика расчета контактных давлений и затрачиваемой на трение мощности в паре цилиндр поршнем представлена в работе [1]. По данной методике разработан алгоритм расчета значений  $n_\sigma$  и  $N$ . При этом рассматривается дискретная

последовательность положений КПМ, определяемых углом поворота кривошипа  $\alpha$ .

Предлагаемая методика использована для расчета и конструкторской разработки КПМ с гибким стержнем прямоугольного сечения для компрессорной группы малогабаритной газовой криогенной машины, работающей по обратному циклу Стирлинга. Исходные данные для расчета: диаметр поршня 20 мм; длина поршня 27 мм; длина шатуна 45,5 мм; радиус кривошипа 1,5 мм; частота вращения кривошипа 50 Гц. Нагрузку на поршень определяли по формуле (3).

$$F(\alpha) = p_{min} \frac{\pi d}{4} \left( \frac{1 + \delta}{1 + \delta \cos(\alpha + \theta)} - \sqrt{\frac{1 + \delta}{1 - \delta}} \right)$$

Где:  $p_{min} = 1,4$  МПа – минимальное давление в цикле;

$\delta = 0,25$  – параметр, определяющий степень сжатия;

$\theta = 1,16$  рад – угол сдвига между максимальным давлением и минимальным объемом расширения, угол определяющий характер взаимодействия поршня с цилиндром и распределение контактных давлений в этом сопряжении.

### Выводы

1. В результате анализа нескольких вариантов расчетов по программе STATGIB был разработан КПМ с гибким стержнем с размерами  $b \times h \times l = 9 \times 0,46 \times 23$  мм. Расчетный коэффициент запаса усталостной прочности гибкого стержня  $n_\sigma = 2,7$ ; потери мощности на трение в паре поршень – цилиндр относительно малы (около 3 Вт), что незначительно больше, чем в обычном КПМ; максимальные контактные давления не превышают допустимых.

2. Разработанный механизм имеет следующие преимущества: отсутствует пара трения поршень – шатун; масса поршня уменьшена в 1,4 раза; упрощена конструкция механизма за счет максимального сокращения числа составляющих его элементов.

3. Результаты расчетов гибких элементов КПМ подтверждены стендовыми и лабораторными испытаниями в составе поршневых машин, продолжительность испытаний более 1000 ч. В настоящее время изготовлены опытные образцы миниатюрных газовых криогенных машин с использованием гибких стержней в КПМ.

4. Таким образом, разработана и апробирована методика прочностного расчета КПМ с гибкими элементами, в приводе поршней. Дальнейшие работы будут направлены на оценку динамических напряжений в гибком стержне, а также на конструктивную и технологическую отработку соединения стержня с поршнем и головкой шатуна.

**Список использованных источников:**

1. Двигатели Стирлинга : сб. ст. / пер. с англ Б. В. Сутугина; под ред. В. М. Бродянского. – М. : Мир, 1975. – 446 с.
2. Грезин А. К. Опыт создания базовых образцов микрокриогенного оборудования / А. К. Грезин, Д. Г. Абакумов, А. И. Хорошунов // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1980. – № 7. – С. 14–16.

Стаття надійшла до редакції 31 березня 2014 р.