

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ КИНЕМАТИКИ ТИПА «ПЛАТФОРМА СТЮАРТА»

Кольцов А. Г., ст.препод.¹

Шамутдинов А. Х., к.т.н.

Омский государственный технический университет

Дмитриев Ю. А., ст.препод.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619)42-21-32.

Аннотация – определены параметры рабочего пространства, параметры статической и динамической жесткости механизма, собственные частоты колебаний и оценены возможности работы механизма под теми или иными нагрузками с учетом резонансных явлений.

Ключевые слова – механизм параллельной кинематики, платформа Стюарта, измерительный стенд, шарнир Гука, виброанализатор, частота, амплитуда и декремент колебаний.

Целью экспериментального исследования является: снятие статических и динамических характеристик для использования их в качестве исходных данных при математическом моделировании технологического оборудования нетрадиционной компоновки. В качестве исследуемых параметров выбраны следующие: жесткостные характеристики соединений и элементов системы, динамические характеристики системы.

Экспериментальное исследование рабочей зоны

Для проведения исследований рабочей зоны, жесткости, свободных и вынужденных колебаний разработана модель механизма параллельной кинематики структуры e14 [1] (рис. 1). Исследуемый механизм (рис. 1) состоит из подвижной платформы 1 и неподвижного основания 2, шарнирносоединенных между собой шестью винтовыми регулируемые опорами (стержнями) 3, имеющие возможность линейно изменять размеры. Поступательные и угловые перемещения возможны за счет изменения длин опор и поворотов в двухстепенных вращательных шарнирах Гука 4. В центральном положении исследуемый механизм имеет три вертикальные плоскости симметрии А-А, В-В, С-С, расположенные под 120^0 относительно друг друга, пересекающиеся на его оси (рис. 2).

¹ Кольцов А. Г., ст.препод., Шамутдинов А. Х., к.т.н., Дмитриев Ю. А., ст.препод.

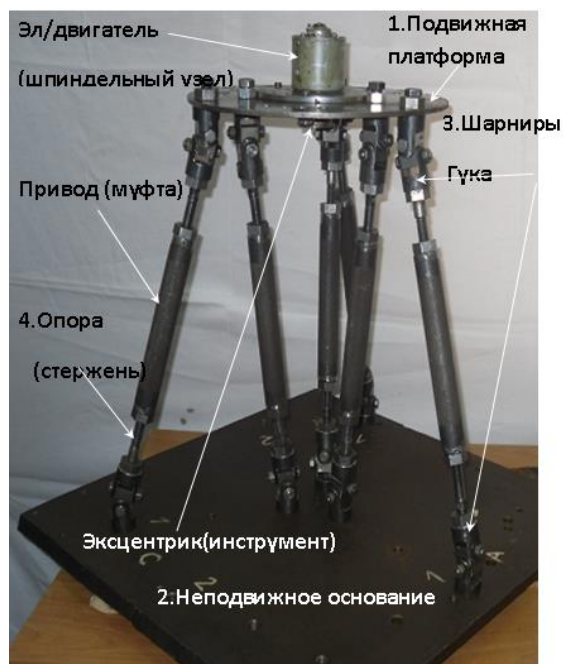


Рис. 1. Исследуемый механизм.

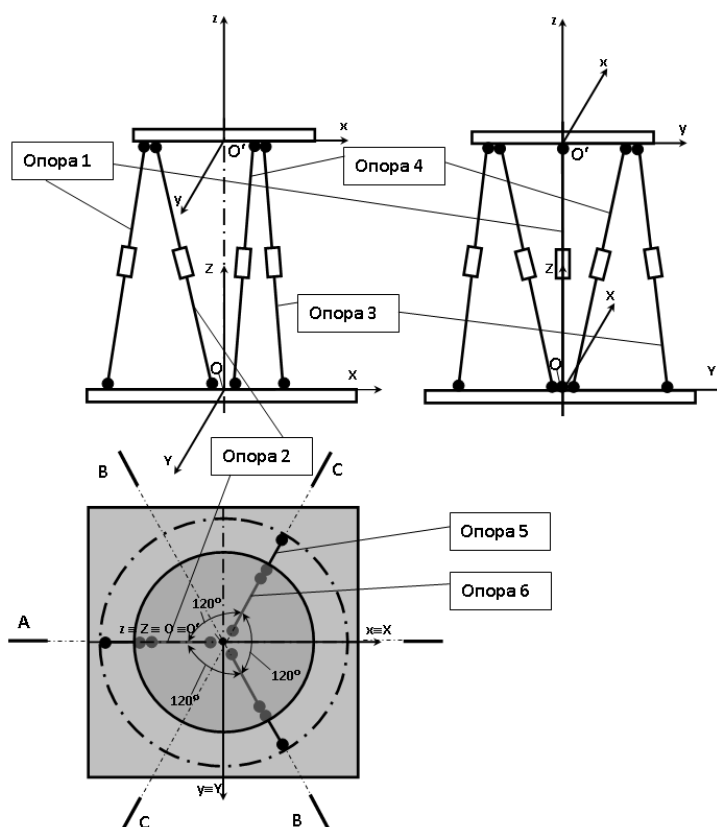


Рис. 2. Расчетная схема исследуемого механизма.

Рассмотрим построение рабочего пространства при перемещении платформы в плоскости А-А, полученные результаты будут аналогичны и для проекций конструкции механизма на плоскости В-В и С-С (рис. 3). Графическое построение рабочей зоны поэтапное: задается направление движения платформы, определяем какие опоры при изменении длины обеспечивают это

заданное движение. Производим замеры длин опор (2) и определяем координаты центра подвижной платформы (3), по которым строим кривые рабочей зоны. Координаты центра подвижной платформы в абсолютной системе координат определяем с помощью щупа (1), который расположен в центральном отверстии платформы. Фиксируя его длину, соответствующую координате по оси OX, и изменяя длины опор до соприкосновения его с основанием (4), определяем координату центра подвижной платформы по оси OZ. (рис. 4) Построения производились, когда регулируемые опоры соединены с подвижной платформой и неподвижным основанием шарнирами Гука. По результатам измерений рабочей зоны на координатной сетке строим кривые рабочей зоны в одной координатной плоскости (рис. 5).

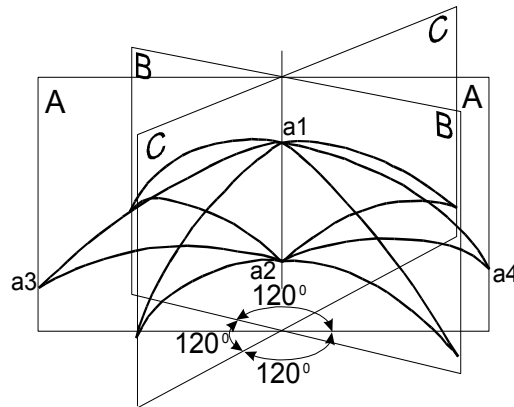


Рис. 3. Проекция рабочего пространства.

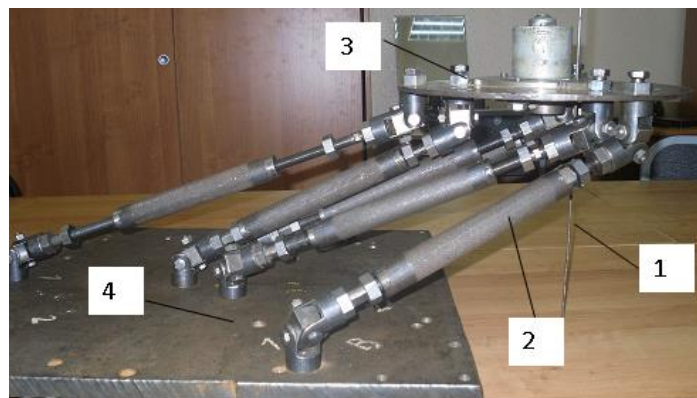


Рис. 4. Механизм параллельной кинематики в правой крайней точке.

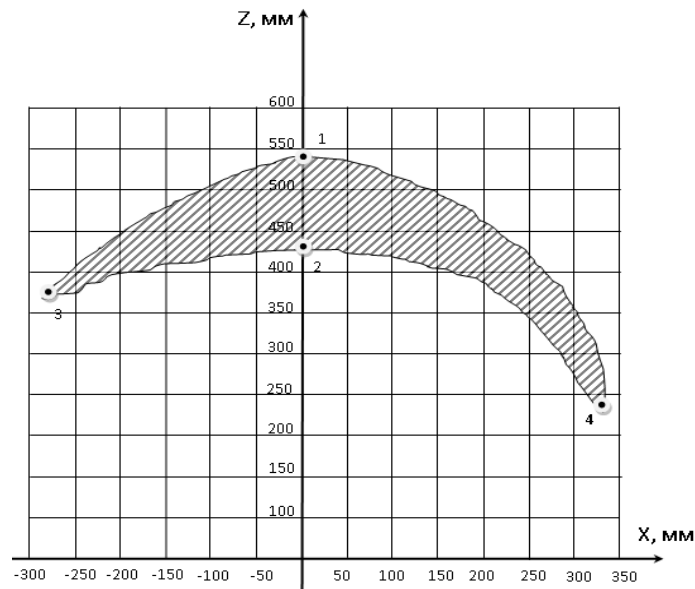


Рис. 5. Сечение рабочего пространства плоскостью А-А.

Выводы:

- Рабочее пространство механизма параллельной кинематики структуры e14 является сложной пространственной фигурой, крайние точки которой достигаются центром подвижной платформы при ее параллельном движении относительно основания.

- Для обеспечения поворота подвижной платформы в крайних положениях относительно осей OX, OY, OZ необходимо увеличение длины четырех или двух регулируемых опор, которые уже имеют в этом положении максимальную длину. Повороты возможны, когда центр подвижной платформы находится внутри рабочего пространства. Чем ближе ее центр к крайним положениям, тем на меньший угол возможен поворот. Максимальные угловые перемещения возможны в центральной части рабочего пространства.

- На размеры рабочей зоны существенное влияние оказывают ограничения, накладываемые угловыми перемещениями в шарнирах, чем они меньше, тем меньше габаритные размеры рабочей зоны при тех же пределах изменения регулируемых опор.

1. Экспериментальное исследование статических параметров

С помощью стенда для исследования механизмов с параллельной структурой был проведен ряд исследований по определению жесткостных параметров. Измерения производились в крайних положениях подвижной платформы в рабочем пространстве (характерные точки 1, 2, 3, 4 рис. 5). Нагружение производилось растягивающей и сжимающей силой ($P=0,2 \dots 1,2 \text{ кН}$) при помощи домкрата, контролируемой динамометром ДОСМ-3-02, перемещение фиксировалось индикатором часового типа с ценой деления $0,001 \text{ мм}$. Результаты исследований по сравнению с платформой Стюарта [2] представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты исследований

Точка рабочей зоны	Сжатие		Растяжение	
	Платформа Стюарта	Структура e_{14}	Платформа Стюарта	Структура e_{14}
	Н _{max} , мм	Н _{max} , мм	Н _{max} , мм	Н _{max} , мм
Точка 1	0,3	3,7	0,28	3,43
Точка 2	0,28	3,2	0,27	3,06
Точка 3	1,01	12,37	1,17	11,85
Точка 4	0,77	14,87	0,97	14,69

Выводы. Жесткость несущей системы рассматриваемого механизма зависит от геометрических параметров, от положения подвижной платформы в рабочем пространстве, чем она дальше от оси симметрии, тем податливость больше. Наиболее жесткая система в вертикальном направлении.

2. Экспериментальное исследование динамических параметров

Определение динамических характеристик (собственных частот, форм и декрементов колебаний) механизма осуществляем с использованием виброанализатора «Диана 2М» по описанной ниже методике. Динамические характеристики конструкций могут быть приближенно определены из записей их колебаний под воздействием нагрузки. При помощи эксцентрикового возбудителя колебаний (рис. 6) частота меняется в широком диапазоне, что позволяет определить значения собственных частот и резонанса. Кроме этого, для определения собственных частот использовался способ мгновенного приложения нагрузки, когда колебания возбуждаются ударом.

Одной из важнейших характеристик возбудителя, определяющей величину возбуждающей силы, является кинетический момент: $M_k = \sum m_i r_i^2$, где $m_i r_i^2$ - кинетический момент массы m_i , расположенной с эксцентриситетом r_i относительно оси вращения. Зная кинетический момент M_k для каждой частоты ω , определяем амплитуды возмущающей силы P_x и P_z . Далее вычисляем амплитудно-частотные характеристики $A(\omega)/P(\omega)=f(\omega)$ или $A(\omega)/M(\omega)=f_1(\omega)$, где $A(\omega)$ - амплитуды колебаний конструкции по определенной форме; $P(\omega)$ и $M(\omega)$ - амплитуды возбуждающей силы и возбуждающего момента.

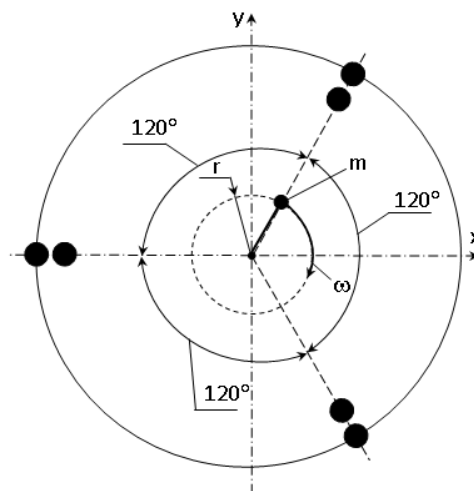


Рис. 6. Схема эксцентрикового возбудителя колебаний (вид снизу).

Процесс динамического испытания механизма методом вынужденных колебаний осуществлялся ступенчатым изменением числа оборотов эксцентрикового возбудителя и записи показаний (временной реализации — формы волны (рис. 7)), фиксируемой акселерометром (рис. 8), с последующей обработкой данных. Временная реализация представляет собой развернутую во времени картину колебательного движения. Для определения возмущающей частоты и периода колебаний необходимо рассмотрение временной реализации с отметкой времени.

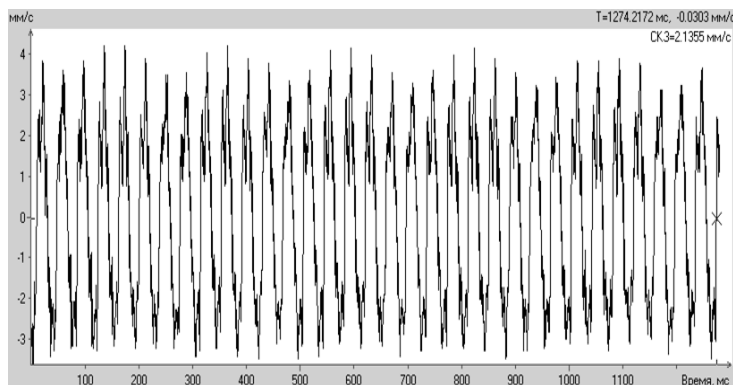


Рис. 7. Временная реализация колебаний платформы.

По полученной временной реализации можно определить вынужденную частоту и период колебаний. Относительно рис. 8, период колебаний частоты: $T = 1/n \approx 0,038 \text{ сек}$, $f = 1/T \approx 26 \text{ Гц}$, где n — число волн, укладывающихся в 1 секунду, f — возмущающая частота.

Для механических колебаний, рассматриваемых во временной области, важной составляющей является зависимость их амплитуд от времени. Физической характеристикой механических колебаний в частотной области является распределение их амплитуд по частоте, т.е. их частотный спектр. Эта связь описана преобразованиями Фурье. Решение

задачи о колебаниях под действием произвольной периодической нагрузки с помощью рядов Фурье целесообразно для выявления условий резонанса. Этот способ вычислений реализован программно в современных виброанализаторах. Так, подвергнув быстрому преобразованию Фурье временную реализацию, представленную на (рис. 7), получим частотный спектр (рис. 9), на котором видна первая гармоника на частоте возмущающей силы 25,7 Гц (выше мы определили её как ≈ 26 Гц) и все гармоники высшего порядка, а также значение амплитуды вынуждающей силы. Для определения частоты собственных колебаний и логарифмического декремента исследуемой конструкции прикладываем к ней ударную нагрузку, что вызывает затухающие колебания (рис. 10 и рис. 11). После обработки полученной волны определяем частоту и период собственных колебаний. При определении периода колебаний первые полуволны не принимаем во внимание, так как на них оказывают влияние различные переходные процессы. Остальная часть волны подчиняется общей закономерности, и по ней можно определить период колебания. На (рис. 10) период собственных колебаний механизма, соответствующий его наиболее жесткому состоянию, равен $T=0,1/24\approx 0,00416$ сек, где 0,1 сек. - отрезок времени, соответствующий двадцати четырем волнам, а собственная частота: $f=1/T=1/0,00416\approx 240$ Гц. Аналогично вычисляем собственную частоту для положения наименьшей жесткости (рис. 12) $T=0,1/7\approx 0,0142$ сек., $f=1/0,0142\approx 70$ Гц.

Более точно определить значение собственной частоты и амплитуды можно, подвергнув БПФ временной реализации, представленной на (рис. 11), в результате получим частотный спектр (рис. 12) с ярко выраженным всплеском на резонансной частоте 67,97 Гц (выше мы определили её как ≈ 70 Гц) и значением амплитуды.

По амплитудно-частотным характеристикам определяют резонансные частоты $f_{рез.}$ и соответствующие логарифмические декременты колебаний $\delta = \pi \Delta f / f_{рез.} = 0,1$, где Δf - ширина резонансного пика на уровне $1/\sqrt{2}$ от его наибольшего значения. Таким образом, определен диапазон изменения собственных частот 70 – 240 Гц и логарифмический декремент затухания.



Рис. 8. Экспериментальная установка в положении, соответствующем наибольшей жесткости.

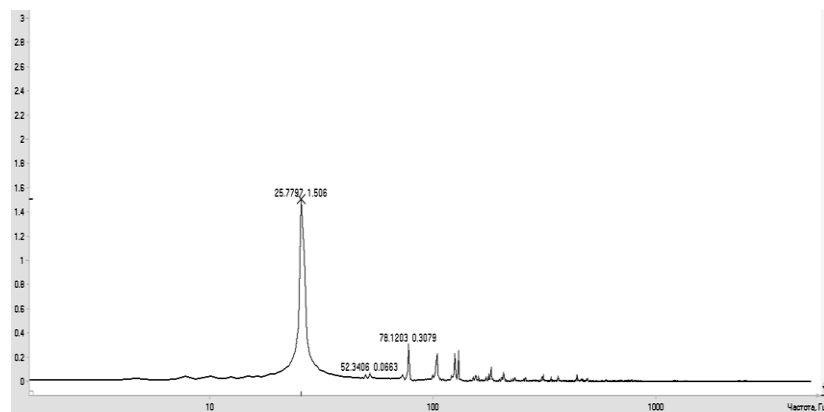


Рис. 9. Частотный спектр.

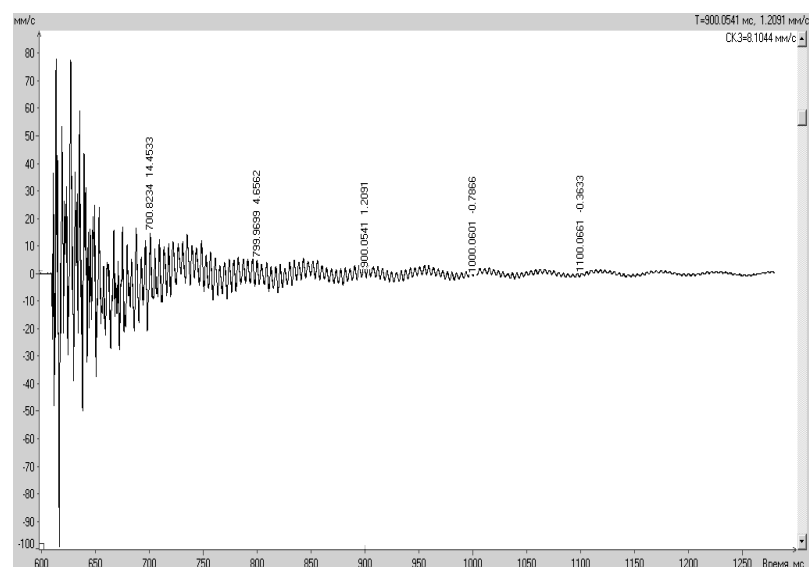


Рис. 10. Форма волны под действием ударной нагрузки. Платформа в положении наибольшей жесткости

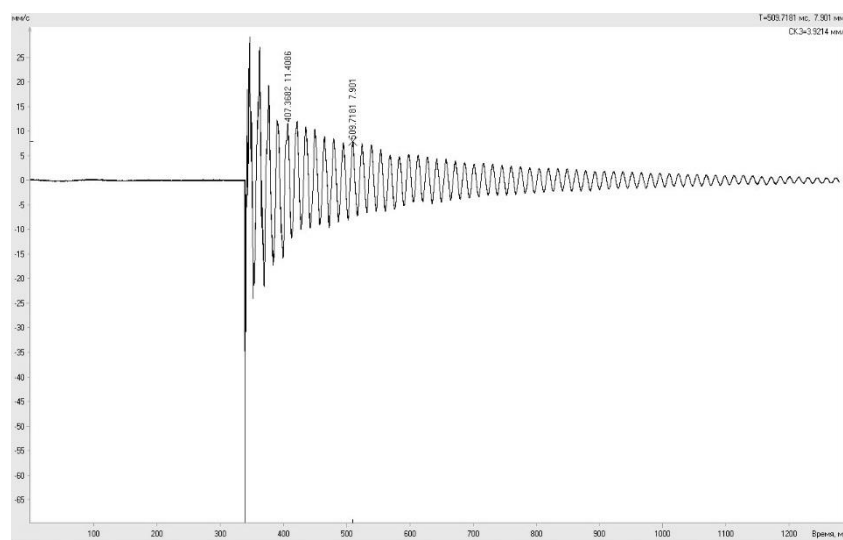


Рис. 11. Форма волны под действием ударной нагрузки.

Платформа в положении наименьшей жесткости.

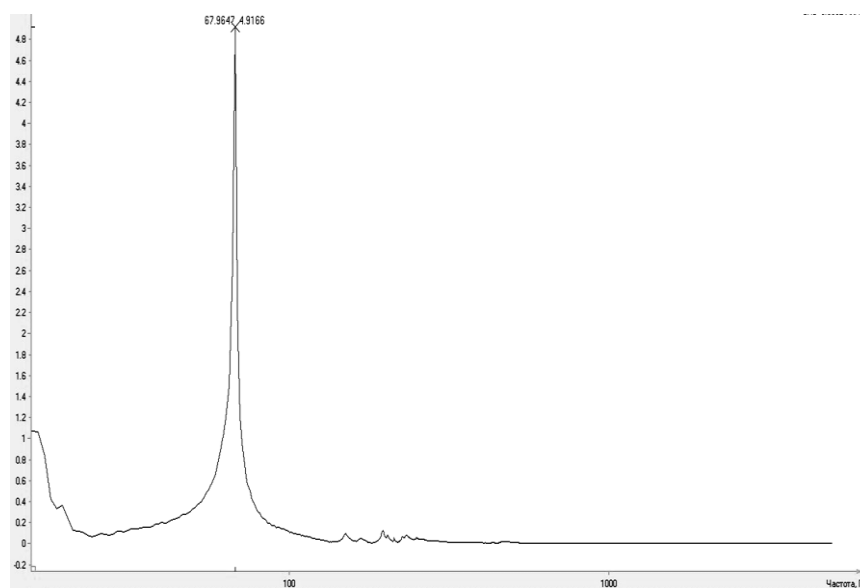


Рис. 12. Частотный спектр колебаний платформы в положении, соответствующем наименьшей жесткости механизма.

Выводы. Выявленные собственные частоты колебаний, позволяют решить вопрос об эксплуатационных возможностях в конкретных условиях, поскольку для различных положений подвижной платформы они различны, а также оценить возможность работы механизма под теми или иными нагрузками с учетом резонансных явлений.

Литература:

1. Шамутдинов А.Х. Исследование классификации многоповодковых механизмов параллельной кинематики / А.Х. Шамутдинов // Омский научный вестник. – 2011. – № 2(100). – С. 85–90.

2. Гаврилов В.А. Классификация механизмов для технологических машин с параллельной кинематикой / В. А. Гаврилов, А. Г. Кольцов, А. Х. Шамутдинов // СТИН. – 2005. – № 9. – С. 28–31.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ ТИПУ "ПЛАТФОРМА СТЮАРТА"

А. Г. Кольцов, А. Х. Шамутдінов, Ю. А. Дмитрієв

Анотація - визначені параметри робочого простору, параметри статичної і динамічної жорсткості механізму, власні частоти коливань і оцінені можливості роботи механізму під тими або іншими навантаженнями з урахуванням резонансних явищ.

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE MECHANISM OF PARALLEL KINEMATICS OF THE "STEWART PLATFORM"

A. G. Koltsov, A. H. Shamutdinov Ju.A. Dmitriev

Summary

The parameters of the working space, the parameters of static and dynamic stiffness of the mechanism, the natural frequencies and evaluated the possibility of the mechanism under these or other loads, taking into account resonance.