



Ключевые слова:
механизм параллельной структуры, метод конечных элементов, движение Шёнфлиса

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ, РЕАЛИЗУЮЩЕГО ДВИЖЕНИЕ ШЁНФЛИСА

Вячеслав БОРИСОВ

На основании анализа современных технических решений ведущих мировых производителей манипуляторов с механизмами параллельной структуры установлен диапазон грузоподъемности таких манипуляторов и реализовано компьютерное моделирование нагрузки для механизма параллельной структуры с четырьмя степенями свободы реализующего движение Шёнфлиса.

Механизмы параллельной структуры (МПС) находят все более широкое применение в технических решениях различных отраслей промышленности. Интерес к манипуляторам с МПС обусловлен рядом важных характеристик, среди которых две наиболее значимые – точность позиционирования и быстродействие. Дальнейшее развитие практического приложения механизмов параллельной структуры осуществляется в нескольких направлениях: микроманипуляторы, мультиманипуляторы, манипуляторы с гибкими звеньями и т.п. Синтез и исследование манипуляционных механизмов этого класса имеет большое прикладное значение для развивающихся новых областей применения [1–3].

Современные стандарты проектирования сложных технических систем предполагают модельно-ориентированный подход к проектированию, в котором необходимо создание компьютерной модели объекта и его всестороннее исследование и тестирование. Одним из основных проверочных инженерных расчетов является расчет на прочность, реализация которого посредством программной системы конечно-элементного анализа позволяет уже на стадии эскизного проектирования установить слабые места конструкции и разработать наиболее эффективное техническое решение.

Особое практическое значение среди манипуляторов с механизмами параллельной структуры находят решения, реализующие движения Шёнфлиса, к которым относятся роботы SCARA [4], Delta [5]; Orthoglide [6], PAMINSA [7]. Многие зарубежные компании-производители предлагают технические решения на базе таких манипуляторов и аналогичных им. В табл.1 приводится информация о некоторых манипуляторах, предлагаемых в настоящее время, и их грузоподъемности. Из приведенных данных видно, что большинство манипуляторов рассматриваемого типа по нагрузке можно разделить на три равные группы:

- от 1 до 5 кг;
- от 1 до 10 кг;
- до 100 кг.

При этом минимальная нагрузка на выходное звено может составлять 1 кг, что будет эквивалентно 9,8Н, а максимальная для двух первых групп – 10 кг, что составит 98Н. Для моделирования статического напряженного состояния механизма параллельной структуры выбрано значение внешней силы 100Н, которое будет соответствовать 70% выпускаемых манипуляторов такого типа.

К рассматриваемому классу МПС относится механизм, исследованный в работах [8, 9]. Механизм изображен на рис. 1а, а на рис. 1б представлен

Таблица 1. Значения грузоподъемности современных манипуляторов с МПС, реализующих движения Шенфлиса

№ п/п	Грузоподъемность, кг	Торговая марка (или название компании)	Страна-производитель
1	10–31	TEFUDE	КНР
2	1,2–4	OEM-ODM	КНР
3	До 8	ABB	Швеция
4	От 1	Fanuc	Япония
5	До 100	Mitsubishi Electric	Великобритания
6	3–15	OMRON	США
7	3	Parker Hannifin GmbH	ФРГ
8	До 10	Veloce (Penta Robotics)	Нидерланды
9	1–3	Yaskawa	США
10	1–8	Tecnical Manresa	Испания

рабочий эскиз манипулятора, выполненный в среде Fusion 360.

На рис. 2 продемонстрируется конструктивное исполнение деталей и узлов исследуемого МПС. Корпус МПС выполнен в виде цельной рамы-каркаса (рис. 2г), которая состоит из двух квадратных металлических пластин толщиной 0,02 м каждая. Пластины соединены между собой четырьмя одинаковыми сплошными металлическими стержнями квадратного сечения, длиной 0,8 м. На каждом стержне расположен поступательно движущийся ползун рис. 2в. Между ползуном и выходным звеном установлены шарнирные параллелограммы, каждый из которых имеет два шарнирных звена (рис. 2а) и два рычага

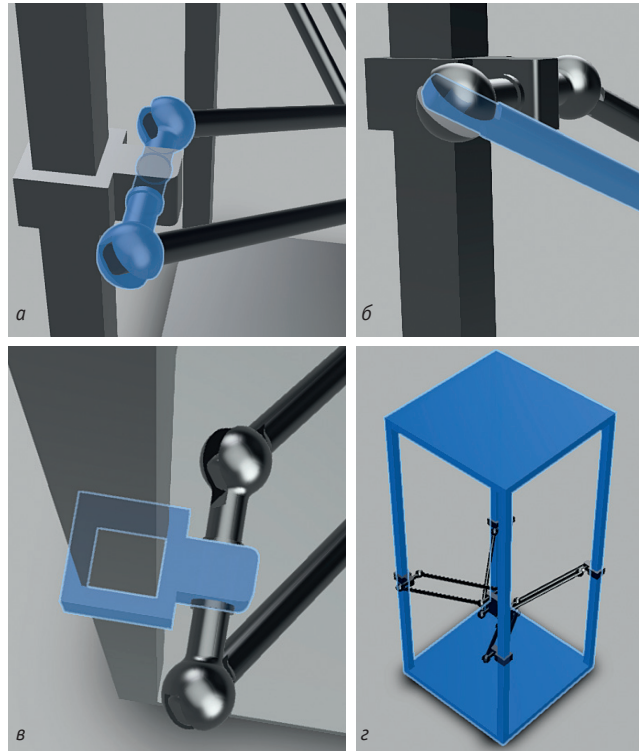


Рис. 2. Конструктивное исполнение деталей МПС: а – шарнирный элемент (одно вращение, два синхронных качания); б – рычаг шарнирного параллелограмма; в – линейная направляющая и ползун; г – цельная рама-каркас манипулятора

(рис. 2б). Все части конструкции выполнены из конструкционной углеродистой стали обыкновенного качества ВСт2кп, значение коэффициента трения – 0,2.

После проработки конструктивного решения исследуемого манипулятора с МПС был реализован анализ статического напряженного состояния при воздействии внешней действующей силы на выходное звено величиной 100 Н. Результаты моделирования представлены в табл. 2, исследуемая модель была разделена автоматически на 277 420 узлов и 170 084 элемента [11, 12]. В результате проведенного моделирования получено шесть решений.

Проведенное моделирование статического напряженного состояния разработанного конструктивного решения для исследуемого манипулятора позволило установить, что, несмотря на большой запас прочности для выбранного материала, в разработанной конструкции есть два элемента, которые смещаются и деформируются. Первый элемент – направляющие стойки. Стойки могут смещаться на 75,52 мкм и получать деформацию до 20 МПа, что приводит к их смещению по трем осям и, как следствие, отклонению точности позиционирования выходного звена. Второй элемент – заделка стоек

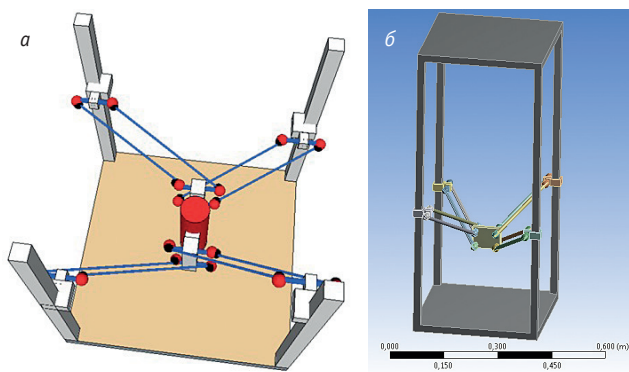


Рис. 1. Пространственный механизм, реализующий движение Шёнфлиса: а – Патент ПМ 173465 [10]; б – рабочий эскиз (высота 0,8 м; верхняя и нижняя платформы – квадрат 0,35–0,35 м, толщина платформ 0,02 м; стойки – сплошной квадрат 0,02–0,02 м; выходное звено – квадрат 0,08–0,06 м, толщина 0,015 м)

Таблица 2. Результаты для статического расчета под действием нагрузки 100 Н (количество узлов сетки 277420, количество элементов 170084)

	<p>Тип расчета: Определение коэффициента запаса прочности конструкции (n). Минимальное значение: $n = 10,73$. Максимальное значение: $n = 15,00$. Вывод. Конструкция имеет избыточный запас прочности</p>
	<p>Тип расчета: Определение контактного давления. Значение давления: 0 МПа. Вывод. Выходное звено, на которое действует нагрузка, не имеет контакта с поверхностью, на которое оно оказывает воздействие</p>
	<p>Тип расчета: Определение значений эквивалентных напряжений. Минимальное значение: $\sigma = 2,633 \cdot 10^{-10}$ МПа. Максимальное значение: $\sigma = 1,01 \cdot 10^{-4}$ МПа. Вывод. Максимальное эквивалентное напряжение возникает в направляющих стойках конструкции и местах соединения стоек с платформами</p>
	<p>Тип расчета: Определение деформаций (перемещений) элементов конструкции. Минимальное значение: $\Delta = 0$ мм. Максимальное значение: $\Delta = 0,07552$ мм. Вывод. Максимальная деформация возникает в направляющих стойках конструкции</p>
	<p>Тип расчета: Определение значений максимальной деформации. Минимальное значение: $\sigma = 1,634 \cdot 10^{-5}$ МПа. Максимальное значение: $\sigma = 19,28$ МПа. Вывод. Максимальная деформация возникает в направляющих стойках конструкции и местах соединения стоек с платформами</p>
	<p>Тип расчета: Определение сил реакции в конструкции. Минимальное значение: 0 Н. Максимальное значение: 69,62 Н. Вывод. Максимальные реакции возникают в местах заделки направляющих стоек в нижнюю платформу</p>

в нижней и верхней платформах (места стыка). Данное соединение не может смещаться, но возникающие в нем деформации сопоставимы по значению с деформациями в стойках.

Полученные результаты могут быть использованы для дальнейшего совершенствования конструкции рассматриваемого механизма параллельной структуры по одному из двух направлений. В качестве первого направления можно реализовать задачу конструирования МПС посредством специализированных компьютерных программ, а в качестве второго направления представляется возможным доработка конструкции самого МПС, например заменой жестких элементов (стержней) на гибкие элементы, что позволит разгрузить места стыка и увеличить ресурс работы за счет большей релаксации напряжений, но неизбежно повлечет увеличение смещений в гибких звеньях.

Дополнительно было реализовано моделирование динамической нагрузки с целью установления собственных частот разрабатываемой конструкции, а также воздействия частот от режущего инструмента (рис. 3).

В результате моделирования установлено, что собственная частота конструкции составляет 20,51 Гц, при этом наибольшее значение напряжений возникает в верхней части конструкции и местах соединения с направляющими стойками (рис. 3а). Установлено [13], что при резании металла возникают колебания в диапазоне 2–5 кГц и более. Моделирование в диапазоне 1–10 кГц показало, что критическим значением для исследуемого конструктивного решения является величина 1053 Гц, при которой наибольшие напряже-

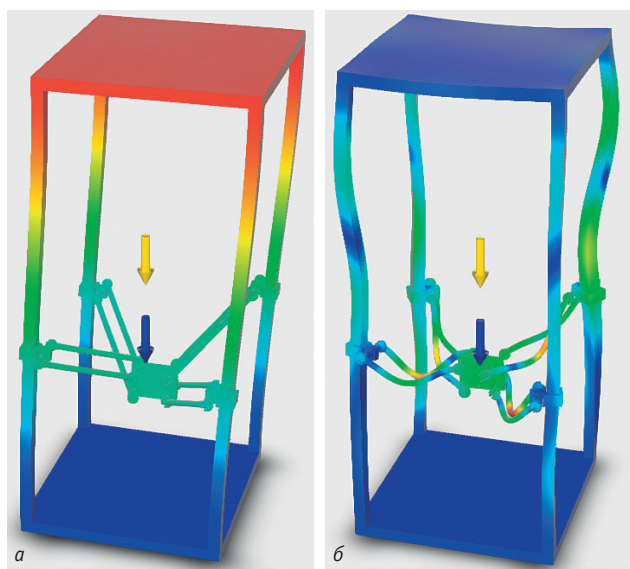


Рис. 3. Результаты моделирования: а – собственные частоты; б – при колебании выходного звена

ния возникают в шарнирных параллелограммах (рис. 3б). Полученный результат подтверждает нецелесообразность применения шарнирных параллелограммов при реализации задачи резания металлов. Для решения задачи такого типа применяются конструкторские решения на основе платформы Гауфа [14] или аналогичные [15].

ВЫВОДЫ

Разработано конструктивное решение для нового механизма параллельной структуры, реализующего движение Шёнфлиса. Моделирование статической нагрузки позволило установить слабые места конструкции – направляющие стойки и места стыка стоек с верхней и нижней платформами. При этом вся конструкция в целом обладает избыточным запасом прочности. Дальнейшее усовершенствование конструкции может быть рассмотрено по двум направлениям: компьютерный дизайн и замена жестких направляющих гибкими звеньями. Моделирование собственных частот и в заданном диапазоне частот показало, что наибольшие напряжения для собственной частоты также возникают в местах стыка стоек с верхней платформой, а слабым элементом конструкции являются шарнирные параллелограммы.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А.** Манипуляционные механизмы параллельной структуры и их приложения в современной технике // ДАН. 2014. Т. 459. № 4. С. 1–4.
2. **Глазунов В.А., Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Скворцов С.А., Рахойн Г.В.** Перспективы развития механизмов параллельной структуры // СТАНКОИНСТРУМЕНТ. 2016. № 3 (4). С. 86–89.
3. **Fomin F.S., Antonov A.V., Glazunov V.A.** Forward Kinematic Analysis of a Rotary Hexapod / Robot Design, Dynamics and Control. Proceedings of the 23d CISM IFToMM Symposium ROMANSY. SPRINGER. 2020. ISSN 0254-1971. ISBN 978-3-030-58379-8. PP. 486–494.
4. **Aliseychik A., Kolesnichenko E., Glazunov V., Orlov V., Pavlovsky V., Petrovskaya N.** Singularity Analysis of a Wall-Mounted Parallel Robot with SCARA Motions Lower Limb Exoskeleton with Hybrid Pneumatically Assisted Electric Drive for Neurorehabilitation // New Trends in Mechanism and Machine Science. 2017. V. 43. PP. 441–449. Springer International Publishing Switzerland. https://doi.org/10.1007/978-3-319-44156-6_45.
5. **Барада С., Аракелян В., Глазунов В.А.** Моделирование манипулятора параллельной структуры типа DELTA / XVIII Международная Интернет-конференция молодых ученых и студентов по современным проблемам машиноведения. Материалы конференции. М. 2006. С. 58.
6. **Clavel R.** Device for Displacing and Positioning an Element in Space, Patent WO 87/03528, 1987.
7. **Аракелян В., Брио С., Глазунов В.А.** Исследование особых положений манипулятора с параллельной структурой «ПАМИНСА» // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. 2006. № 1. С. 80–88.
8. **Глазунов В.А., Борисов В.А.** Разработка механизмов параллельной структуры с четырьмя степенями свободы и четырьмя кинематическими цепями // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 5. С. 3–12.
9. **Борисов В.А., Глазунов В.А.** Кинематический анализ пространственного механизма с четырьмя степенями свободы: Справочник // Инженерный журнал с приложением. 2017. № 7(244). С. 8–11.
10. Патент на полезную модель. 173465 Российская Федерация, МПК В25J 1/00. Пространственный механизм с четырьмя степенями свободы / Глазунов В.А., Борисов В.А.; заявитель и патентообладатель ФГБУ науки ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН. – № 2016139027; заявл. 04.10.16; опубл. 29.08.17, бюл. № 25.
11. **Крайнев А.Ф., Глазунов В.А., Нагорных В.И.** Разработка механизмов параллельной структуры для малых перемещений с упругими изгибными кинематическими парами // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. 1992. № 4. С. 79–86.
12. **Гаврюшин С.С.** Анализ и синтез тонкостенных элементов робототехнических устройств с предписанным законом деформации // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. № 12. С. 12–19.
13. **Рогов В.А., Горбани С.** Вибрационное исследование державок резцов при чистовой обработке // Вестник РУДН. 2014. № 1. С. 16–22. Серия Инженерные исследования.
14. **Серков Н.А., Вайнштейн И.В., Мерзляков А.А., Сироткин Р.О.** Результаты экспериментальных исследований механизма параллельной структуры на примере станка «Гексамех-1» // Вестник научно-технического развития. 2008. № 5(9). С. 67–88.
15. **Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е.** Компоновки станков с механизмами параллельной структуры: Монография. Киев-Херсон: ПП Вишемирский В.С., 2010. 471 с.

БОРИСОВ Вячеслав Александрович –
кандидат технических наук, научный сотрудник
ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН