

10, октябрь 2015

УДК 681.587.72

Разработка конструкции электромеханического модуля сгибания большого пальца антропоморфного схвата

Ланцев В.Ю., студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Специальная робототехника и мехатроника»*

Научный руководитель: Перминова Е.А., к.т.н, доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Элементы приборных устройств»*

Научный консультант: Бошляков А.А., к.т.н, доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Специальная робототехника и мехатроника»*

kafsm7@sm.bmstu.ru

Введение

На сегодняшний день актуальной темой является создание роботизированных манипуляторов кисти руки. В частности, последнее время появилось множество проектов готовых манипуляторов, внешне и по характеристикам напоминающих руку человека. В современных научных статьях эти манипуляторы называют антропоморфными схватами. С точки зрения функционального применения такие устройства используют не только в прикладной робототехнике, но и, тем более, в медицине. Антропоморфные схваты способны работать с объектами сложной формы, достаточно надежно и точно перемещать предметы в пространстве.

Данная работа заключалась в разработке электромеханического привода для антропоморфного схвата, конструкция которого прорабатывалась в объеме курсового проекта кафедры РЛ5 «Элементы приборных устройств».

Большинство созданных аналогов человеческой кисти сильно отстают от реального аналога по усилиям, скорости и быстродействию. Поэтому основной идеей проектирования было приближение параметров разработки привода к параметрам реальной руки человека. Это и определило в конечном итоге требования, предъявляемые к приводу.

Разработка привода сгибания большого пальца.

В ходе разработки будущего схвата рассматривались различные конструкции большого пальца. Выделились несколько подходов. Наиболее радикальный вариант – снабдить каждый сустав пальца своим собственным приводом. Так, например поступили разработчики Matthew S. Johannes, John D. Bigelow, James M. Burck, Stuart D. Harshbarger, Matthew V. Kozlowski, и Thomas Van Doren [1].

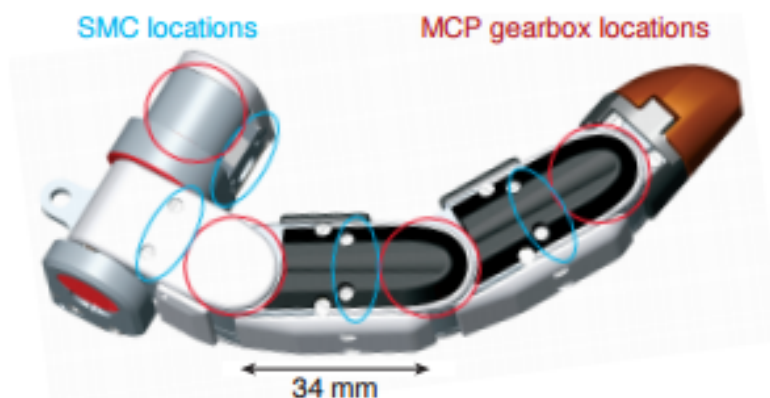


Рис. 1. Схема пальца, предложенная американскими разработчиками

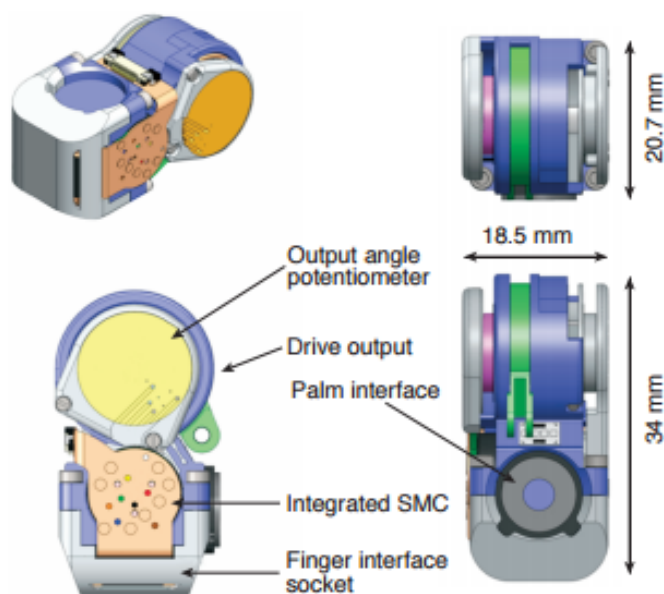


Рис. 2. Привод на основе циклоидального редуктора и бесколлекторного двигателя

На рисунках 1 и 2 показаны примеры подобных приводов.

Сразу возникает несколько проблем. Во-первых, почти невозможно найти столь миниатюрные и столь мощные двигатели в свободной продаже. Во-вторых, даже если и удастся найти требуемые двигатели и спроектировать для них редукторы, стоимость конечного продукта возрастет. Поэтому имеет смысл ограничиться одним приводом, который будет сгибать все суставы последовательно при помощи механики. В качестве такой механики рассматривалась система тяг на тросах, зубчатая и рычажная передачи. Выбор был сделан в пользу последней, благодаря ее простоте. У такой передачи возможен недостаток в виде ограниченных углов поворота суставов, но в данных условиях это допустимо.

Используя один привод, необходимо, чтобы его силовая часть была достаточно мощной. На большой палец приходится наибольшая нагрузка по сравнению с другими пальцами. Электромеханический модуль должен обеспечивать высокий номинальный момент и достаточную угловую скорость в вероятном диапазоне нагрузок. При этом модулю нужно иметь приемлемые габариты.

После соответствующих оценок свойств человеческой руки, а так же анализа наших возможностей в области создания электромеханики были получены следующие значения (см. табл. 1).

Таблица 1

Требования к приводу сгибания большого пальца

Наименование	Значение
Диапазон рабочих углов	-40÷60 град
Максимальная скорость	150 град/с (2,62 рад/с)
Рабочий момент	2,1 Нм
Импульсный момент	4 Нм
Размеры привода	23*55мм

В таблице 1 рабочий момент характеризует наиболее вероятную нагрузку на палец, импульсный момент – кратковременную перегрузку, максимальная скорость – желаемую скорость вращения вала привода при действии наиболее вероятной нагрузки. Данные в таблице значения являются желаемой целью, которой я буду стараться достичь при проектировании.

Теперь встает задача выбора силовой части разрабатываемого модуля. Здесь также есть варианты. Например, компания Shadow Robot Company использует пневмомускулы в

качестве силового элемента. Но подобное решение габаритно (в запястье нужно предусмотреть место под аппаратуру, которая будет закачивать воздух в мускулы), могут возникнуть проблемы с быстродействием и ценой. Интересен вариант с использованием пьезоэлектродвигателей, но несмотря на их упоминание в литературе, найти в продаже модели с требуемыми характеристиками не удалось. Если все же их удалось бы найти, конструкция редуктора могла упроститься, либо он исчез бы вовсе.

Остается использовать электродвигатели. Выбор пал на бесколлекторные двигатели фирмы Maxon Motors серии Flat. Они имеют при своих размерах неплохую мощность и момент, их можно использовать в опасных средах (нет искр, собственных щеткам). Есть возможность заказа двигателей со встроенным датчиком Холла (отслеживает угол поворота ротора).

Был проведен расчет желаемой выходной мощности двигателя:

$$P_{\text{расч}} = \xi \frac{P_H}{\eta_0} = \xi \frac{M_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}}}{\eta_0}.$$

Возьмем коэффициент динамичности $\xi=1,05$.

Примем КПД привода $\eta_0=0,85$.

В наиболее благоприятном случае получаем

$$P_{\text{расч}} = 1,051 \cdot \frac{2,1 \cdot 2,62}{0,85} = 6,7 \text{ Вт.}$$

Среди рассмотренных двигателей не удалось найти таких, которые бы имели мощность равную или большую при соблюдении габаритов. Поэтому был выбран ближайший по мощности двигатель из подходящих по размерам - Maxon EC 20 flat brushless, основные характеристики представлены в таблице 2.

Таблица 2

Характеристики двигателя

Напряжение питания	U=12 В
Мощность	P = 5 Вт
Частота вращения	$n_{\text{ном}} = 5170$ об/мин
Номинальный момент	$M_{\text{ном}}=7,59$ Н·мм
Пусковой момент	$M_{\text{п}}=18,9$ Н·мм
Масса	22 г

Далее необходимо было разобраться со схемой редуктора. С учетом характеристик двигателя и требований к приводу редуктор должен иметь высокое передаточное отношение:

$$i_0 = \frac{M_{\text{вых}}}{M_{\text{дв}} \eta_0} = \frac{2100}{7,59 \cdot 0,85} = 310,5.$$

Такое передаточное отношение при малых габаритах и высоких нагрузках способен обеспечить планетарный редуктор. Выбрана двухступенчатая схема в виде планетарной передачи A_{ha}^b с 3-мя сателлитами на первой ступени и планетарной передачи C_{bh}^e на второй ступени. (см. рис. 3, 4)

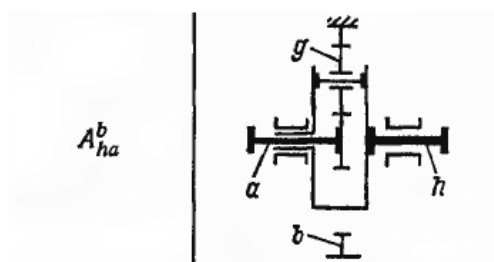


Рис. 3. Схема передачи A_{ha}^b [2]

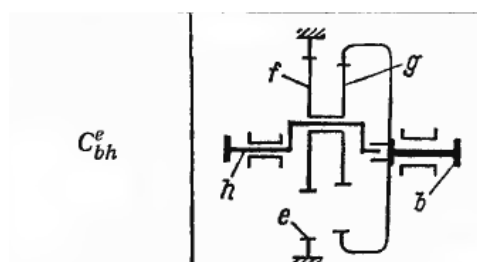


Рис. 4. Схема передачи C_{bh}^e

Общее передаточное отношение по ступеням разбито следующим образом:

$$I_0 = 316 = 5 \cdot 63,2.$$

Первая ступень (ориентировочно): $i_1 = 5$

Вторая ступень (ориентировочно): $i_2 = 63$

Исходя из этого, был проведен подбор числа зубьев.

Для первой ступени:

$$i_1 = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{73}{17} = 5,3$$

$$z_g = \frac{z_b - z_a}{2} = 28,$$

где

z_b - число зубьев опорного колеса

z_a - число зубьев солнечной шестерни

z_g -число зубьев сателлита

Выполняются условия соседства, сборки и соосности.

Условие соосности:

$$z_a + 2 \cdot z_g = z_b, \text{ условие выполняется}$$

Условие соседства:

$$(d_a)_g < l = 2a_w \sin\left(\frac{\pi}{n_w}\right) = 2 \cdot 5,625 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3}\right) = 9,74$$

$$(d_a)_g = 7$$

при модуле $m=0,25$ мм выполняется.

Условие сборки:

$$\frac{z_b + z_a}{n_w} = \frac{73+17}{3} = 30 - \text{целое число, условие выполняется.}$$

Для второй ступени:

$$i_2 = \frac{1}{1 - \frac{z_e z_g}{z_b z_f}}$$

После подбора были выявлены следующие оптимальные числа:

$$z_e = 48;$$

$$z_g = 37;$$

$$z_b = 44;$$

$$z_f = 41;$$

$$i_2 = \frac{1}{1 - \frac{48 \cdot 37}{44 \cdot 41}} = 64$$

Условие соосности:

$$z_b - z_g = z_e - z_f = 7, \text{ условие выполняется, так как разности чисел зубьев равны.}$$

Общее передаточное отношение (получившееся в итоге):

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 5,3 \cdot 64 = 338;$$

$$\varepsilon = \frac{338 - 310,5}{310,5} \cdot 100\% = 8,8\%.$$

Передаточное отношение получилось выше ориентировочного, это допустимо, так как выходной момент важнее скорости вращения выходного вала.

Был проведен расчет зубьев зубчатых колес на контактную и изгибную прочность, расчет валов на изгиб и скручивание. Из расчетов стало видно, что при малых модулях ($m=0.25$ мм на первой ступени и $m=0.4$ мм на второй) придется использовать прочную сталь 25ХГМ с нитроцементацией. Это основной материал, используемый для зубчатых колес второй ступени, корпуса и валов.

Также был проведен расчет КПД редуктора, который составил 0,83, это достаточно высокий показатель, у ближайших аналогов он редко превышает 0,76.

Из расчетов выяснилось, что на опоры, в качестве которых выбраны подшипники качения (для уменьшения потерь), приходится значительная нагрузка. Поэтому на водило первой ступени был добавлен еще один подшипник. Тем не менее, долговечность редуктора ограничена долговечностью подшипников и составляет 1300-1400 часов, что нормально для такого класса устройств.

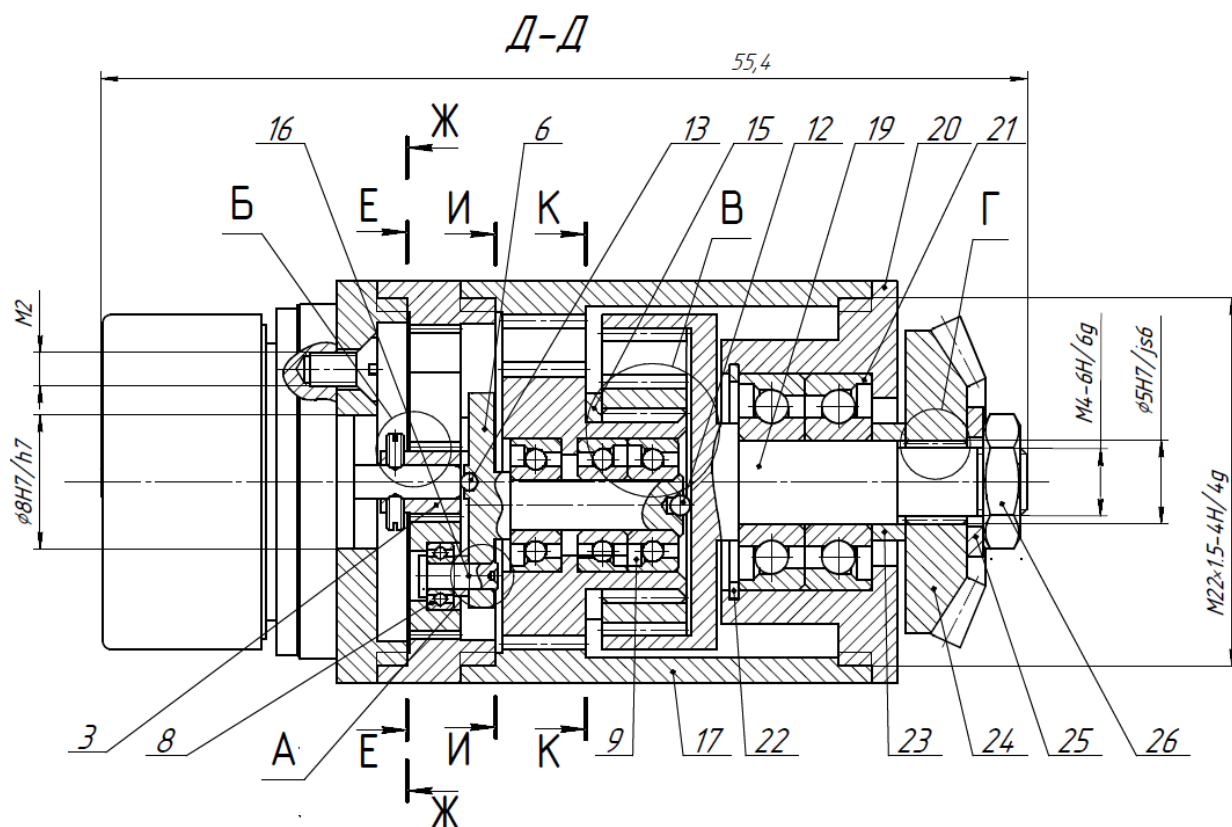


Рис. 5. Общий вид редуктора

На рис. 5 представлен общий вид привода. Корпус выполнен из нескольких частей, соединенных резьбой, застопоренной жидким фиксатором. Тем самым обеспечивается собираемость и прочность конструкции. При необходимости, такой корпус можно разобрать с помощью инструмента. Внутри корпуса нарезаны зубья, т.е. корпусные детали одновременно являются и внешними колесами передач. Это сделано для уменьшения диаметра редуктора. Также водило первой ступени сделано воедино с валом второй ступени чтобы сократить длину привода. Вал двигателя - гладкий, поэтому шестерня на него крепится при помощи стопорных винтов. Внутренние колеса второй ступени не удастся сделать зацело, так как между ними малое расстояние, инструмент не нарежет зубья, поэтому колеса сделаны раздельно и скреплены при помощи шлица и развальцовки. На выходном валу установлена коническая передачи для связи с механикой пальца. Она также установлена при помощи шлица. Использование шлицевых соединений обусловлено высокими нагрузками на зубчатых колесах и выходном валу.

По габаритам привод удовлетворяет выдвинутым требованиям (допускается отклонение $\pm 10\%$). Данный привод однозначно обеспечивает требуемый момент. Скорость вращения выходного вала ниже желаемой, но все же близка к ней. Точность

редуктора не превышает 30° , что данной работе при соблюдении иных критериев приемлемо. Точные значения характеристик представлены в табл. 3.

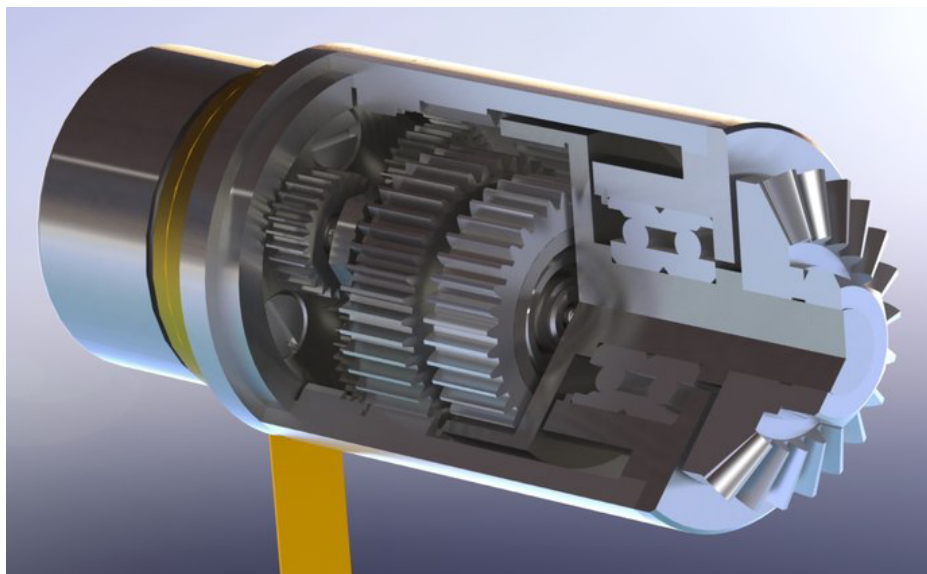


Рис. 6. Рендер 3D-модели модуля

Таблица 3

Характеристики модуля

момент на выходном валу, Н·м	2,2
Скорость вращения выходного вала, рад/с	1,61
Общее передаточное отношение	338
Максимальный импульсный выходной момент, Н·м	4
Число ступеней	2
КПД, %	83
Габариты редуктора, мм	24x41.3

Заключение

В результате проделанной работы было получено следующее:

- 1) исходя из габаритов и мощностных характеристик руки человека был выбран двигатель и разработан планетарный редуктор;
- 2) проведены проектировочные и проверочные расчеты;
- 3) разработан пакет конструкторской документации для изготовления привода [3-4] .

Модуль может использоваться в перспективных антропоморфных захватах, идентичных по функционалу руке человека.

Список литературы

1. Matthew S. Johannes, John D. Bigelow, James M. Burck, Stuart D. Harshbarger, Matthew V. Kozlowski, Thomas Van Doren, An Overview of the Developmental Process for the Modular Prosthetic Limb // Johns Hopkins Apl Technical Digest, 2011. Vol.30, number 3. P. 207-216.
2. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н. Планетарные передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, 1977. 536 с.
3. Потапцев И.С., Нарыкова Н.И., Перминова Е.А., Буцев А.А. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании: учеб. пособие. В 2 ч. Ч. 1. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010, 78 с.
4. Потапцев И. С., Буцев А. А., Еремеев А. И. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании: учеб. пособие. В 2 ч. Ч. 2. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 80 с.