

динамометрических устройств 11, 12 могут быть зарегистрированы реактивные моменты на двигателе 2 и мультипликаторе 5. Величина тормозного момента на валу тормоза изменяется пропорционально намагничивающему току (напряжению) от нуля до номинального значения 1000 Нм. Тормозной момент косвенно оценивается посредством упругого элемента - скобы 9 и часового индикатора 10 с ценой деления 0.01 мм.

На рис. 2 представлены результаты теоретического и экспериментального исследования КПД, изображены графики для ВЗП с одним и двумя гибкими колёсами в зависимости от передаваемого вращающего момента T и частоты вращения выходного вала редуктора n_n .

Выводы. При начальном нагружении КПД передач с двумя гибкими колесами меньше, чем у обычных ВЗП, за счет суммирования потерь на трение в генераторе волн, возникающих в каждом контуре. Однако при достижении номинального вращающего момента КПД ВЗП с двумя колесами становится равным передаче с одним колесом. В этом случае потоки мощности на внутреннем и внешнем контурах достигают их номинальной нагрузки, при этом эффективность работы контуров высокая, и суммарный КПД передачи, как следует из формулы (1) также высокий. Поэтому использование в ВЗП второго гибкого колеса не приводит к снижению КПД передачи при номинальных режимах работы.

Список литературы: 1. Волновая зубчатая передача: А.с. 1409803 СССР, МКИ F16H 1/00, 57/12 / *А.И. Полетучий* (СССР). – 4038060/25-28; Заявлено 18.03.86; Опубл. 15.07.86, Бюл. №13 - 3 с. 2. *Иванов М.Н., Шувалов С.А., Артанов А.К.* Волновые зубчатые передачи // Известия вузов. Сер. Машиностроение. -1963.- № 8. - С. 19 - 21. 3. *Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б.* Зубчатые передачи: Справочник / Под ред. Е.Г. Гинзбурга. - 2-е изд. - Л.: Машиностроение, 1969. - 416 с. 4. *Заяц В.А.* Анализ потерь в волновой зубчатой передаче: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. Днепропетровск, 1985. - 162 с. 5. *Финогенов В.А.* Исследование коэффициента полезного действия волновых зубчатых передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / МВТУ. - М., 1971. - 16 с. 6. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975.– 640 с. 7. *Иванов М.Н.* Волновые зубчатые передачи. - М.: Высш. шк., 1981.-184 с. 8. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. – 543 с. 9. *Крагельский И.В., Виноградова И.Э.* Коэффициенты трения. - М.: Машиностроение, 1962. – 218 с. 10. *Пинегин С.В.* Трение качения в машинах и приборах. - М.: Машиностроение, 1976. – 264 с

УДК 629.735.33.06

В.Т. АБРАМОВ, к.т.н. НАКУ «ХАИ»,
В.А. МАТУСЕВИЧ, главный конструктор-директор «ХАКБ»,
В.Н. САПРЫКИН, к.т.н. НАКУ «ХАИ», Харьков

АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЗМОВ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ В ЦЕЛЯХ ИХ УНИФИКАЦИИ

Приводятся данные электромеханизмов, используемых для приводов различных объектов КЛА в

рабочее состояние и дается методика их унификации в целях снижения стоимости проектирования и изготовления.

Resulted data of the electromechanisms, used for drives of different objects SFV (space flight vehicles) in a working condition and given technique of their unification with depreciation view of projection and manufacture.

Совершенствование современной техники, в том числе авиационно-космической (летательных аппаратов), базируется на достижениях современной науки, позволяющих принимать новые конструкторско-технологические решения. Эти решения должны способствовать выполнению требований, закладываемых при проектировании новых изделий в технические задания (ТЗ), в частности, снижению стоимости изготовления, уменьшению энергопотребления, повышению грузоподъемности, увеличению скорости и дальности полетов, увеличению длительности функционирования космических летательных аппаратов (КЛА) и т.д.

Одним из важных элементов летательных аппаратов является система управления. Правильность решения поставленных задач требует необходимой мощности для перемещения органов управления, формирования необходимых характеристик управляемости и многое другое. Эти задачи решаются механизмами привода рулей поворота, стабилизатора, выпуска и уборки закрылков, шасси, приводами в рабочее состояние солнечных батарей, приемно-передающих антенн, платформ научной аппаратуры, приводами управления положения солнечных батарей, жалюзи и т.д. Наиболее распространенными механизмами, используемыми для выполнения указанных выше целей являются зубчатые механизмы различных кинематических схем. Выбор кинематической схемы (схемный синтез) является многовариантной задачей и позволяет при проектировании выполнить дополнительно различные условия оптимизации: снижение веса, повышения КПД, быстродействия, точности и т.п.

Вопросы схемного синтеза поставлены впервые в работе [1]. Второй задачей после схемного синтеза является внутрисхемный синтез, связанный с определением параметров выбранной схемы. Как показано в работе [2] основное значение при решении этих двух задач имеет схемный синтез. Несмотря на многообразие возможных кинематических схем в пределах одного конструкторского бюро или даже отрасли применяют зубчатые механизмы одной структурной схемы: либо рядные, либо планетарные, либо червячные, либо волновые. Объясняется это принципом преемственности конструкции и технологическими возможностями предприятия изготовителя. Механизмы приводов КЛА имеют, кроме всего прочего, различные кинематические и силовые параметры. Однако, среди них можно найти механизмы с небольшим расхождением этих параметров. В этом случае целесообразно не проектировать для каждого из приводов новую кинематическую схему, а выделить базовый механизм, который можно было бы использовать составной частью каждого из приводов.

Получение заданных характеристик привода при этом возможно за счет дополнительного согласующего механизма, который и будет проектироваться в каждом конкретном случае. При этом возможны два варианта (рис. 1): момент на рабочем органе M_{PO} меньше M_B , обеспечиваемого прочностью выходного вала базового механизма, и момент на рабочем органе M_{PO} больше M_B . В первом варианте согласующий механизм целесообразно устанавливать со стороны входа в базовый механизм.

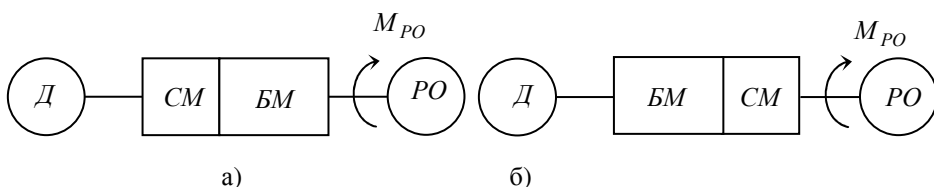


Рис. 1. Схема привода.

Д – двигатель; РО – рабочий орган; БМ – базовый механизм;
 СМ – согласующий механизм; M_{PO} - момент на рабочем органе;
 а) при $M_{PO} \leq M_B$; б) при $M_{PO} > M_B$.

Во втором варианте для обеспечения требуемого M_{PO} согласующий механизм необходимо устанавливать на выходе из базового механизма.

Таким образом, конструкция базового механизма должна обеспечивать, во-первых подсоединение согласующих механизмов к базовому механизму с двух сторон, и, во-вторых непосредственное подсоединение двигателя к базовому механизму.

С целью определения возможности такого подхода к решению задачи с использованием унифицированного базового механизма были проанализированы девять приводов, используемых для поворота объектов КЛА, спроектированных и изготовленных в ГКБ «Южное» им. М.К. Янгеля. Данные этой работы приведены в таблице 1.

Следует заметить, что приводы, приведенные в таблице 1, имеют различное функциональное назначение. Для решения каждой из задач проектируется и изготавливается новый привод. Это приводит к тому, что одинаковые по своим кинематическим и силовым параметрам механизмы (в таблице 1 под номерами 2, 3 и 6, 7) имеют различные массовые характеристики, и, кроме того, проектирование каждый раз новых приводов повышает их стоимость. Вместе с тем можно выбрать из представленной группы приводов тот, который имеет минимальное значение передаточного отношения, принять его за базовый и спроектировать один раз с наиболее совершенными параметрами и использовать его во всех приводах. Таким механизмом может быть приведенный в таблице 1 под номером 1. По своим

силовым возможностям он может выполнить задачи, решаемые приводами №2, №3 и №5, которые могут быть скомпонованными по схеме, показанной на рис. 1а. Остальные из рассматриваемых приводов компонуются по схеме, изображенной на рис. 1б.

Таблица 1.

Сравнительный анализ приводов КЛА.

№ привода	Двигатель	Кол. двиг.	М, кг	И	M_{PO} , кг·м	М/И
1	Д-118-Б	2	8,65	9901	20,6	0,00087
2	ДПР-52-01-03М	2	2,3	11890,6	11,3	0,00019
3	ДПР-52-01-03М	2	3	11890,6	11,3	0,00025
4	Д-118-Б	2	8,7	15503,8	33,9	0,00056
5	ДПР-52-Н1-03М	1	6	18000	17,1	0,00033
6	Д-118-Б	2	8,5	18903,6	41,3	0,00045
7	Д-118-Б	2	9,6	18903,6	41,3	0,00051
8	Д-118-Б	2	3,28	26785,6	46,8	0,00012
9	Д-118-Б	2	9,8	37878,8	82,9	0,00026

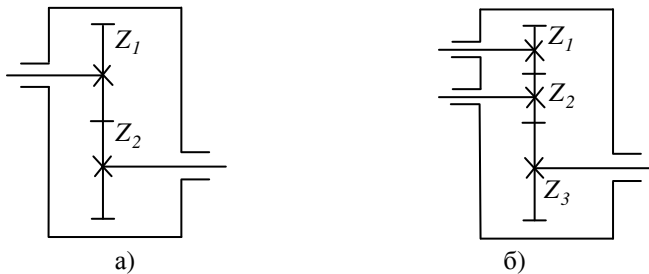


Рис. 2. Варианты схем согласующих механизмов:

- а) внешнее зацепление двух зубчатых колес;
- б) последовательное зацепление трех зубчатых колес.

Согласующий механизм для реверсивных приводов и приводов, у которых направление вращения ведомого звена не имеет значения, исполняется в виде одноступенчатого зацепления (рис. 2а). В тех случаях, когда двигатель, устанавливаемый на привод неревверсивный, а надо получить заданное направление вращения ведомого звена согласующий

механизм может быть выполнен либо по схеме, показанной на рис. 2а, либо по схеме, показанной на рис. 2б.

Рассмотрим эти варианты с точки зрения получения заданной величины передаточного отношения, определяемой зависимостью

$$U_{CM} = \frac{U}{U_{БМ}} \quad (1)$$

Набор вариантов U_{CM} в схеме, показанной на рис. 2а, выполняется следующим образом. Задается величина, равная сумме зубьев колес, которая должна отвечать условию

$$Z_1 + Z_2 = a > 2Z_{min}, \quad (2)$$

и быть постоянной при изменении Z_1 и Z_2 , которое происходит за счет уменьшения чисел зубьев Z_1 и увеличения чисел зубьев Z_2 . Начальные значения Z_{1H} и Z_{2H} принимаются равными

$$Z_{1H} = Z_{2H} = \frac{a}{2} \quad (3)$$

Значения U_{CMi} , которые можно получить за счет изменения Z_1 и Z_2 , определяются формулой

$$U_{CMi} = \frac{Z_{2i}}{Z_{1i}}, \quad (4)$$

которую с учетом зависимостей (2) и (3), можно представить в виде

$$U_{CMi} = \frac{Z_{2H} + i}{Z_{1H} - i} = \frac{\frac{a}{2} + i}{\frac{a}{2} - i} = \frac{a + 2i}{a - 2i}, \quad (5)$$

где i - номер варианта сочетаний чисел зубьев Z_1 и Z_2 .

Количество возможных вариантов можно определить из соотношения

$$\frac{a}{2} - i \geq Z_{min} \quad (6)$$

откуда

$$i_{max} \leq \frac{a}{2} - Z_{min}. \quad (7)$$

Номер варианта i , при котором можно получить заданное значение $U_{CM.3.}$, после несложных преобразований можно определить из формулы (5)

$$i = \frac{a}{2} \cdot \frac{U_{CM.3.} - 1}{U_{CM.3.} + 1}. \quad (8)$$

Полученное значение i округляется до целого значения, подставляется в зависимость (5), определяется действительная величина $U_{CM.Д.}$ и сравнивается с заданной.

Для кинематической схемы с тремя последовательно соединяющимися зубчатыми колесами (рис. 2б) исходным параметром будет разность чисел зубьев

$$K = Z_3 - Z_1. \quad (9)$$

Величину передаточного отношения согласующего механизма U_{CMi} в этом варианте при условии постоянства межосевых расстояний можно обеспечить одновременным увеличением чисел зубьев Z_3 и Z_1 на одну и ту же величину. В таком случае U_{CMi} будет равно

$$U_{CMi} = \frac{Z_{3H} + i}{Z_{1H} + i},$$

что с учетом (9) дает

$$U_{CMi} = \frac{Z_{1H} + K + i}{Z_{1H} + i} \quad (10)$$

Максимальная величина U_{CMi} будет обеспечена при минимальных значениях Z_3 и Z_1

$$U_{CM.max} = \frac{Z_{1H} + K}{Z_{1H}}, \quad (11)$$

а минимальная – при их максимальных значениях

$$U_{CM.min} = \frac{Z_{3max}}{Z_{3max} - K}. \quad (12)$$

Разность чисел зубьев Z_3 и Z_1 , необходимую для обеспечения максимального значения $U_{CM.max}$, можно определить исходя из зависимости (11)

$$K = Z_{1H}(U_{CM.max} - 1). \quad (13)$$

После округления величины K до целого числа и подстановки ее в формулу (12) можно определить минимально достижимое значение передаточного отношения $U_{CM.min}$.

Параметр, пропорциональный межосевому расстоянию зубчатых колес Z_1 и Z_3 , можно определить по формуле

$$Z_{1i} + 2Z_{2i} + Z_{3i} = b, \quad (14)$$

откуда очевидны две следующие зависимости

$$Z_{1max} + 2Z_{2min} + Z_{3max} = b, \quad (15)$$

$$Z_{1min} + 2Z_{2max} + Z_{3min} = b. \quad (16)$$

Из соотношения (15) можно определить величину b , а из (16) – величину Z_{2max} .

Номер варианта, определяющий заданное передаточное отношение $U_{CM.з.}$, можно определить исходя из (10)

$$i = \frac{Z_{IH}(1 - U_{CM.3.}) + K}{U_{CM.3.} - 1}. \quad (17)$$

После округления значения i и подстановки его в формулу (10) определяется действительное значение $U_{CM.д.}$.

В качестве примера реализации предлагаемой идеи рассмотрим приводы, представленные в таблице 1. За базовый механизм возьмем привод с $U_{BM} = 9901$.

Необходимые значения передаточных отношений U_{CM} приведены в таблице 2.

Таблица 2.

Параметры согласующих механизмов

№ привода	$U_{CM.3.}$	$U_{CM.д.}$	Z_1	Z_2	$\delta U \%$
1	1	1	44	44	0
2	1,2	1,2	40	48	0
3	1,2	1,2	40	48	0
4	1,566	1,588	34	54	1,4
5	1,82	1,839	31	57	1,0
6	1,91	1,933	30	58	1,2
7	1,91	1,933	30	58	1,2
8	2,705	2,666	24	64	1,4
9	3,826	3,888	18	70	1,6

По формулам (5) и (7) определяем величину a , необходимую для обеспечения максимального передаточного отношения $U_{CM \max}$

$$a = \frac{2Z_{\min}U_{CM.\max} + 2Z_{\min}}{2}. \quad (18)$$

Зададим $Z_{\min} = 18$, а $U_{CM.\max} = 3,826$.

Тогда из (18) получим

$$a = \frac{2 \cdot 18 \cdot 3,826 + 2 \cdot 18}{2} = 86,868.$$

Полученное значение необходимо округлить до целого числа. Это число должно быть четным, так как для обеспечения передаточного отношения $U_{CM} = 1$, величины Z_1 и Z_2 должны быть равными.

С учетом последнего замечания примем $a = 88$. После этого по зависимости (8) определяется номер варианта, при котором обеспечивается заданное передаточное отношение $U_{CM.3.}$.

$$i = \frac{88 \cdot 3,826 - 1}{2 \cdot 3,826 + 1} = 25,76 .$$

Округляем полученное значение до целого числа $i = 26$.

Этот номер подставляется в формулу (5) и определяется $U_{см.i}$.

$$U_{см.i} = \frac{88 + 2 \cdot 26}{88 - 2 \cdot 26} = 3,888 .$$

Назначаем числа зубьев $z_1 = 18, z_2 = 70$. При этом передаточное отношение будет равным

$$U_{см.Д} = \frac{70}{18} = 3,888 .$$

В таблице 2 приведены параметры согласующих механизмов определенные таким образом для других вариантов согласующих механизмов.

Таким образом, можно сделать следующие выводы. В пределах одного предприятия или даже отрасли, применяющие зубчатые механизмы одной структурной схемы можно выделить базовый механизм, который проектируется один раз, конструкторская и технологическая документация на который впоследствии не меняется. Необходимое передаточное отношение для вновь проектируемых механизмов обеспечивается установкой на базовый механизм согласующего механизма. Такой подход к проектированию зубчатых механизмов позволит сократить время и средства на разработку рабоче-конструкторской документации и повысить качественные показатели механизмов.

Список литературы: 1. Булгаков Э.Б. Геометрический расчет зубчатых передач с нестандартным (модифицированным) исходным реечным контуром. 1965, 59 с. (Ин-т им. П.И. Баранова. Техн. Отчет № 248). 2. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. М., Машиностроение, 1969, 159 с. 3. Динамика машин и синтез механизмов. Под общ. ред. О.И. Кульбачного. М., 1975, 273 с. /Всесоюзн. Заочный машиностр. ин-т. Научные труды. Т. 32/. 4. Булгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. М., Машиностроение, 1974, 264 с. 5. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. (Теория эвольвентных зубчатых передач). М., Машгиз, 1962. 6. Кудрявцев В.Н. Выбор типов передач. Л., Машгиз, 1955, 56 с. 7. Ушаков Е.М. Выбор схем и параметров цилиндрических зубчатых передач. Известия вузов. Машиностроение, 1975, №1, с. 76 – 81.