

Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет
Машиностроительный факультет

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ
МАШИНОСТРОЕНИЯ В ОБЛАСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН,
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Материалы 79-й студенческой
научно-технической конференции
17-18 мая 2023 г.

Минск
БНТУ
2023

Редакционная коллегия:

Калина А.А., Василенок В.Д., Дубовская Е.М., Кавальчук О.Н., Козлова Т.В., Комяк И.М., Куранова О.В., Протасеня О.Н., Сашко К.В., Швец И.В.

Составители:

Рудько Е.Д., Свиридова И.Г.

Издание включает материалы 79-й студенческой научно-технической конференции «Перспективные направления развития машиностроения в области мобильных машин, технологического оборудования и энергетических систем», прошедшей на базе кафедры «Машиноведение и детали машин». В нем изложены современные методы расчёта деталей и сборочных единиц машин общего назначения и предложены способы повышения эффективности работы узлов мобильных и технологических машин.

Содержание

| | |
|---|----|
| Совершенствование конструкции кулачковой предохранительной муфты . | 5 |
| Студенты гр. 10403121 Кривошеев М.И.,..... | 5 |
| гр. 10305220 Шмарловский Д.М..... | 5 |
| Определение укорочения столбов различной высоты из различных материалов | 9 |
| Студент гр.10301321 Курлянчик А.Н. | 9 |
| Редкоземельные металлы - основа создания конструкционных материалов для современного машиностроения | 14 |
| Студенты гр. 10903121 Иванцевич А.О., Буян Д.А..... | 14 |
| Современные конструкции дисково-колодочных тормозных механизмов самоходных колесных сельскохозяйственных машин..... | 19 |
| Магистрант Долгий С.А., | 19 |
| Механический привод ТЭС..... | 24 |
| Студенты гр. 10605121 Тишкова А.И., Шунькевич А.В..... | 24 |
| Модернизация фрикционной компенсирующей..... | 31 |
| предохранительной муфты..... | 31 |
| Студенты гр. 10403121 Волкорезов Н.С., гр. 10305220 Койра И.И..... | 31 |
| Параметры шестеренчатого насоса нш-40 | 35 |
| Студенты гр. 10706121 Розов Д.В., Семижон Е.Д. | 35 |
| Расчёт производительности шестерёнчатых насосов..... | 41 |
| Студенты гр. 10706121 Розов Д.В., Семижон Е.Д..... | 41 |
| Применение общих теорем динамики к силовому расчету механизмов | 51 |
| Студент гр. 10403121 Маршалковский Р.С. | 51 |
| Кинематика планетарно-кривошипных механизмов..... | 53 |
| зубчатого зацепления..... | 53 |
| Студент гр. 10604121 Ксенжик Д. | 53 |
| Кинематика планетарно-кривошипных механизмов..... | 64 |
| цевочного зацепления | 64 |
| Студент гр. 10604221 Сироткин А. | 64 |
| Кинематика планетарно-волновых механизмов | 76 |
| зубчатого зацепления..... | 76 |
| Студенты гр. 10309120 Шатило Д., Бобрик Д..... | 76 |
| Применение метода начальных параметров для..... | 85 |
| расчета статически неопределимой балки..... | 85 |

| | |
|--|-----|
| с жёсткой заделкой..... | 85 |
| Студент гр. 11001122 Гончарова Е. А..... | 85 |
| Исследование движения машины..... | 90 |
| Студент гр.10301321 Осипова Л.А..... | 90 |
| Современные методы проектирования и расчета зубчатых передач | 94 |
| Студент гр. 10309120 Бобрик Д.А..... | 94 |
| Эволюция редукторов..... | 101 |
| Студенты гр. 10305221 Злочевский А.Д., Махнач М.Г..... | 101 |
| Стабилизатор орудия танка..... | 108 |
| Студент гр. 10305221 Алейников И.А. | 108 |
| Анализ статистики аварийных отказов приводов в..... | 115 |
| проходческо-очистных комбайнах | 115 |
| Студент гр. 10205121 Новиков С.Ю. | 115 |
| Особенности работы проходческо-очистного комбайна | 120 |
| Студент гр. 10205121 Малашко А.Н. | 120 |

Совершенствование конструкции кулачковой предохранительной муфты

Студенты гр. 10403121 Кривошеев М.И.,

гр. 10305220 Шмарловский Д.М.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.,

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Кулачковая предохранительная муфта применяется для передачи значительных крутящих моментов, когда плавность включения не является обязательной и имеет следующую конструкцию.

На ведущем валу на призматической шпонке насажена с натягом полумуфта, имеющая на торцевой поверхности особой формы выступы (кулачки) (рис. 1). На торцевой поверхности ведомой полумуфты имеются такие же выступы. В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой. Ведомая полумуфта может перемещаться вдоль вала на шлицах или на направляющих шпонках при помощи специального устройства – отводки. Обычно перемещаемой делается полумуфта на ведомом валу, так как в этом случае уменьшается интенсивность изнашивания механизма отводки, потому что скольжение переключающей вилки по выточке происходит только при включенной муфте.

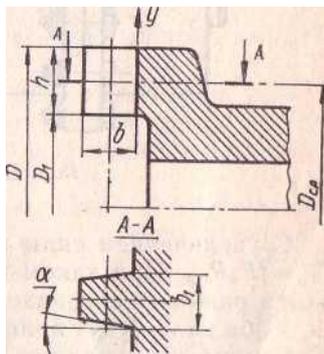


Рисунок 1. Кулачок предохранительной муфты

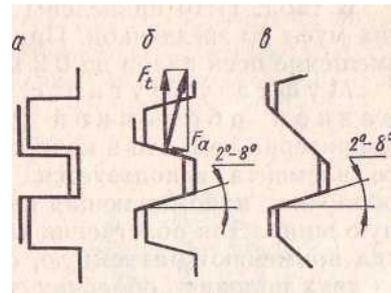


Рисунок 2. Профили кулачков

Наиболее распространены прямоугольная и трапециевидальная формы кулачков. При прямоугольном профиле (рис. 2, а) требуется точное взаимное расположение полумуфт в момент включения, поэтому включать эти муфты на ходу не допускается. Наличие неизбежного технологического бокового

зазора в прямоугольных кулачках приводит к ударам при перемене направления вращения валов. При трапецеидальном профиле не требуется точное относительное расположение полумуфт в момент их включения. Включение на ходу допускается только не под нагрузкой и при условии, что разность окружных скоростей по средним окружностям кулачков соединяемых полумуфт не превышает 1 м/с.

При контакте трапецеидальных кулачков, возникают осевые силы (рис. 2, б), стремящиеся раздвинуть полумуфты и затрудняющие их включение. Поэтому угол трапецеидального профиля выбирают в пределах $2...8^\circ$, чтобы обеспечить самоторможение полумуфт и снизить усилие их включения.

При постоянном направлении вращения валов (неревверсивные передачи) применяют неравнобочный трапецеидальный профиль кулачков (рис. 2, в).

При работе кулачковых муфт сильно изнашиваются кулачки. Увеличение твердости поверхности кулачков обеспечивают цементацией или закалкой. Так как после цементации у кулачков сохраняется вязкая сердцевина, эти кулачки хорошо сопротивляются ударным нагрузкам.

Материалами муфт служат стали 20, 15X, 20X и другие с последующей цементацией кулачков или стали 40X, 30XH и другие — с закалкой. [1].

Условие износостойкости рабочих поверхностей кулачков (рис. 1):

$$\rho = \frac{3T_\rho}{D_{cp} zbh} \leq [\rho]$$

где ρ — расчетное давление на рабочей поверхности кулачка, МПа; O_{cp} — средний диаметр кулачков, мм: $D_{cp} = (D + D_1)/2$; $2T_\rho / D_{cp}$ — расчетное окружное усилие, Н; $2/3 \cdot z$ — расчетное (или рабочее) число кулачков. Считают, что из-за неравномерности распределения нагрузки между всеми z кулачками в расчет следует вводить $2/3 \cdot z |b$, h — длина и высота кулачка, мм; $[\rho] = 80... 120$ МПа — допускаемое давление для термообработанных кулачков при включении в состоянии покоя и $[\rho] = 20...30$ МПа — то же, при включении на ходу.

Осевое усилие, необходимое для включения и выключения кулачковой муфты:

$$F_a = \frac{2T_\rho}{D_{cp}} \left[f \frac{D_c}{d} \pm \operatorname{tg}(a \pm \rho) \right],$$

где d — диаметр вала подвижной полумуфты (см. рис. 1); — коэффициент трения: $f = \operatorname{tg} \varphi \approx 0,08... 0,2$ (меньшие значения при работе со

смазочным материалом); α — угол скоса кулачков (см. рис. 2); ρ — угол трения. Знак плюс относится к режиму включения, минус — к режиму выключения муфты.

Известна кулачковая предохранительная муфта [2] представленная на рис.3 недостатками которой являются низкие долговечность и надежность работы пластинчатого упругого элемента, а также сложность возврата муфты в рабочее положение, что сказывается на безопасности ее обслуживания.

Первое обусловлено тем, что при срабатывании муфты пластинчатый упругий элемент при переходе через линию, соединяющую места установки его концов, должен волнисто изогнуться, т.к. длина пластинчатого упругого элемента больше расстояния между его жестко закрепленными концами.

Второе обусловлено отсутствием механизма возвращения муфты в рабочее состояние.

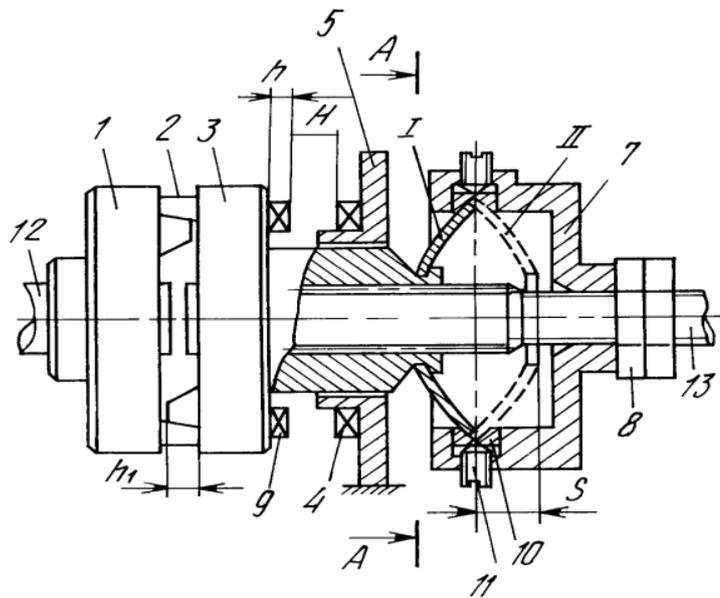


Рисунок 3. Муфта предохранительная

- 1 - ведущая полумуфта, 2 - ведомая полумуфта, 3 - ведущий вал, 4 - ведомый вал, 5 - кулачки, 6 - диск, 7 - гайка, 8 - пластинчатый упругий элемент, 9 - ползуны, 10 - упор, 11 - регулировочный винт

На рисунке 4 приведена конструкция модернизированной муфты предохранительной (а - продольный разрез муфты; б - разрез А-А), использование которой позволит повысить долговечность и надежность ее работы, улучшить условия ее обслуживания и безопасность работы обслуживающего персонала [3].

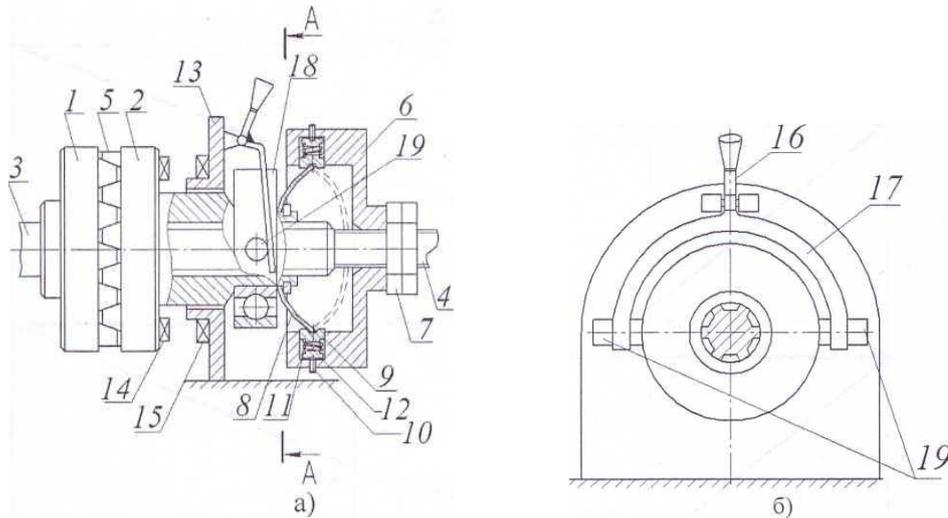


Рисунок 4. Муфта предохранительная

1 - ведущая полумуфта, 2 - ведомая полумуфта, 3 - ведущий вал,
 4 - ведомый вал, 5 - кулачки, 6 - диск, 7 - гайка, 8 - пластинчатый
 упругий элемент, 9 - ползуны, 10 - регулировочный винт, 11 - пружина
 сжатия, 12 - центрирующая шайба, 13 – тормозной диск, 14, 15 - кулачки,
 16 - рукоятка, 17 - вилка включения, 18 – шариковый подшипник,
 19 – штифт

В рабочем положении оригинальной модернизированной муфты кулачки 5 ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт удерживаются в замкнутом положении пластинчатым упругим элементом 8. Усилие поджатая кулачков 5 регулируется изменением стрелы прогиба пластинчатого упругого элемента 8, винтами 10 и стопорной гайкой 7, и соответствует заданному предельному крутящему моменту. При этом настройку производят из возможности достижения минимальной величины стрелы прогиба пластинчатого упругого элемента 8. В случае превышения заданного предельного крутящего момента размыкающее усилие ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт превышает усилие поджатая пластинчатого упругого элемента 8 кулачки 5 ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт начинают выходить из зацепления. При этом ведомая полумуфта 2 перемещается в осевом направлении, сжимает пластинчатый упругий элемент 8, который через ползуны 9 сжимает пружины сжатия 11, тем самым увеличивая расстояние между внутренними поверхностями ползунов 9, что позволяет пластинчатому упругому элементу 8 проходить нейтральное положение, т.е. линию, соединяющую концы пластинчатого упругого элемента 8 волнисто не изгибаясь. При этом пластинчатый упругий элемент

8 разомкнет кулачки 5, выгнется в противоположную сторону и займет положение, показанное на рисунке 2.2, а штриховыми линиями, а элементы сцепления - кулачки 14 и 15, расположенные на взаимообращенных поверхностях тормозного диска 13 и ведомой полумуфты 2 войдут в зацепление и будут удерживать ее от вращения.

После устранения причины, повлекшей превышение заданного предельного крутящего момента, ведомая полумуфта 2 возвращается в рабочее положение вручную воздействием на рукоятку 16 двуплечего рычага через вилку 17, штифты 19 и шариковый подшипник 18.

Рассмотренное оригинальное конструкторское решение, позволит для муфты предохранительной - повысить ее эксплуатационную надежность, улучшить технологичность обслуживания, повысить долговечность и надежность ее работы, улучшить условия ее обслуживания и безопасность работы обслуживающего персонала, расширить эксплуатационные возможности муфты.

Литература

1. Расчеты деталей машин: Справ. Пособие /А. В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.- 3-е изд., перераб. И доп.- Мн.: Выш. Шк., 1986.-400 с.: ил.
2. Патент РФ №2289043 МПК F16D7/02, F16D3/00,2006.
3. Предохранительная муфта: патент 6288 U Респ. Беларусь, МПК F16D7/00 / К.В. Сашко, Н.Н. Романюк, Г.В. Боровец, Н.В. Долонько, Е.А. Герман, П.А. Недвецкий ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u20090960; заявл. 17.11.2009; опубл. 30.06.2010 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2010.– №3. – С.198–199.

Определение укорочения столбов различной высоты из различных материалов

Студент гр.10301321 Курлянчик А.Н..

Научный руководитель – ст. пр. Кавальчук О.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Постановка задачи. Площадь поперечного сечения гранитного столба высотой h , изображенного на рисунке 1, изменяется в соответствии с законом

$$S(z) = S_0 \left(1 - 0,5 \frac{z}{h} \right)$$

Определить полное укорочение столба Δh от собственного веса G при различных значениях h .

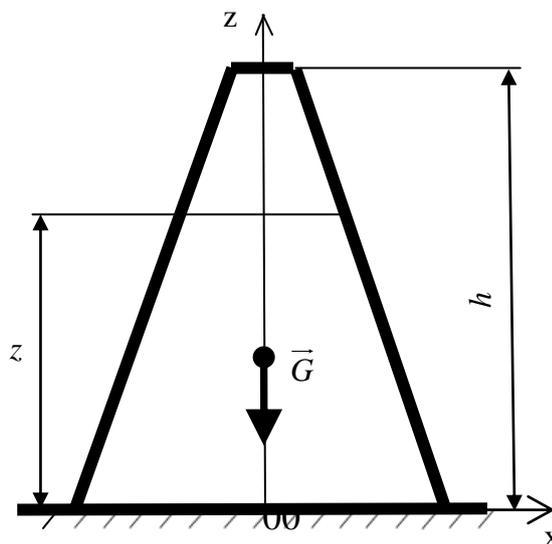


Рисунок 1 - Схема укорочения столба высотой h

Исходными данными являются $h_1 = 4$ м, $h_2 = 7$ м, $h_3 = 8,5$ м, $h_4 = 10$ м, $S_0 = 0,09$ м², модуль продольной упругости E и объемный вес γ для исследуемых материалов, которые представлены в таблице 1, количество участков разбиения интервала $[0, h]$ $n = 20$.

Таблица 1 – Исходные данные

| Материал столба | Модуль продольной упругости E , Па | Объемный вес материала γ , Н/м ³ |
|-----------------|--------------------------------------|--|
| Гранит | $4,9 \cdot 10^{10}$ | $2,5 \cdot 10^4$ |
| Сталь | $2,1 \cdot 10^{11}$ | $7,8 \cdot 10^4$ |
| Алюминий | $6,9 \cdot 10^{10}$ | $2,7 \cdot 10^4$ |
| Дерево | $1,2 \cdot 10^{10}$ | $0,6 \cdot 10^4$ |

Математическая модель задачи. Укорочение всего столба от собственного веса $G(z)$ найдем по формуле

$$\Delta h = \int_0^h \frac{G(z)}{E \cdot S(z)} dz = \int_0^h \frac{\gamma \cdot V(z)}{E \cdot S(z)} dz, \quad (1)$$

где $V(z) = \int_z^h S(z) dz$ – объём верхней давящей части столба $z - h$, для вычисления которого применим формулу Ньютона-Лейбница и окончательно получим:

$$V(z) = S_0 \left(\frac{3h}{4} - z + \frac{z^2}{4h} \right). \quad (2)$$

Подставив в формулу (1) закон изменения площади поперечного сечения столба по высоте $S(z) = S_0 \left(1 - 0,5 \frac{z}{h} \right)$ и формулу (2), выводим окончательную формулу укорочения столба:

$$\Delta h = \int_0^h \frac{\gamma}{4E} \frac{3h^2 - 4hz + z^2}{h - 0,5z} dz. \quad (3)$$

Для реализации расчетов в Excel вычислим приблизительное значение интеграла, применив численное интегрирование методом трапеций. Для этого разобьём интервал $[0; h_j]$ на n участков длиной $\Delta z_j = \frac{h_j}{n}$, где $j = 1, 2, 3, 4$.

Полученные промежуточные точки пронумеруем от 1 до $n + 1$. Используем переменную i для определения номера промежуточной точки. Для каждой i -ой точки вычислим значения аргумента $z_{i,j} = (i - 1) \cdot \Delta z_j$ и подынтегральной

$$\text{функции } f_{i,j} = \frac{\gamma}{4E} \frac{3h_j^2 - 4h_j z_{i,j} + z_{i,j}^2}{h_j - 0,5z_{i,j}}.$$

Окончательно получим формулу для вычисления укорочения j -ого столба:

$$\Delta h_j \approx \sum_{i=2}^{n+1} \frac{f_{i-1,j} + f_{i,j}}{2} \cdot \Delta z_j.$$

Расчеты в Excel. С целью оптимизации расчетов в Excel создаем лист Гранит, где выполняем расчет для столба из гранита различной высоты (рисунок 2, 3).

| Научно-исследовательская работа | | | | | | | |
|---|--------------------|---|----------------------------|--------------------|---|----------------------------|--------------------|
| ОПРЕДЕЛЕНИЕ УКОРОЧЕНИЯ СТОЛБОВ РАЗЛИЧНОЙ ВЫСОТЫ И | | | | | | | |
| студент группы 10301321 А.Н. Курлянич | | | | | | | |
| Исходные данные | | | | | | | |
| Высота столбов: | h ₁ = | 4 | | | | | |
| | h ₂ = | 7 | | | | | |
| | h ₃ = | 8,5 | | | | | |
| | h ₄ = | 10 | | | | | |
| Таблица вычислений | | | | | | | |
| j | 1 | 2 | | | 3 | | |
| | $\Delta z_1 =$ | $C_5 J_6$ | | $\Delta z_2 =$ | $C_6 J_6$ | | $\Delta z_3 =$ |
| i | z ₀ , м | f _i | Δh_1 , м | z ₀ , м | f _i | Δh_1 , м | z ₀ , м |
| 1 | 0 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B14-B14^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B14)) | 0 | =A14-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E14+E14^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E14)) | 0 | =A14-1)*\$I\$12 |
| 2 | 0,2 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B15-B15^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B15)) | =D14-((C14+C15)/2)*\$C\$12 | =A15-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E15+E15^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E15)) | =G14+((F14+F15)/2)*\$F\$12 | =A15-1)*\$I\$12 |
| 3 | 0,4 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B16-B16^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B16)) | =D15-((C15+C16)/2)*\$C\$12 | =A16-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E16+E16^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E16)) | =G15+((F15+F16)/2)*\$F\$12 | =A16-1)*\$I\$12 |
| 4 | 0,6 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B17-B17^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B17)) | =D16-((C16+C17)/2)*\$C\$12 | =A17-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E17+E17^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E17)) | =G16+((F16+F17)/2)*\$F\$12 | =A17-1)*\$I\$12 |
| 5 | 0,8 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B18-B18^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B18)) | =D17-((C17+C18)/2)*\$C\$12 | =A18-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E18+E18^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E18)) | =G17+((F17+F18)/2)*\$F\$12 | =A18-1)*\$I\$12 |
| 6 | 1 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B19-B19^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B19)) | =D18-((C18+C19)/2)*\$C\$12 | =A19-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E19+E19^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E19)) | =G18+((F18+F19)/2)*\$F\$12 | =A19-1)*\$I\$12 |
| 7 | 1,2 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B20-B20^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B20)) | =D19-((C19+C20)/2)*\$C\$12 | =A20-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E20+E20^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E20)) | =G19+((F19+F20)/2)*\$F\$12 | =A20-1)*\$I\$12 |
| 8 | 1,4 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B21-B21^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B21)) | =D20-((C20+C21)/2)*\$C\$12 | =A21-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E21+E21^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E21)) | =G20+((F20+F21)/2)*\$F\$12 | =A21-1)*\$I\$12 |
| 9 | 1,6 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B22-B22^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B22)) | =D21-((C21+C22)/2)*\$C\$12 | =A22-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E22+E22^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E22)) | =G21+((F21+F22)/2)*\$F\$12 | =A22-1)*\$I\$12 |
| 10 | 1,8 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B23-B23^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B23)) | =D22-((C22+C23)/2)*\$C\$12 | =A23-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E23+E23^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E23)) | =G22+((F22+F23)/2)*\$F\$12 | =A23-1)*\$I\$12 |
| 11 | 2 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B24-B24^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B24)) | =D23-((C23+C24)/2)*\$C\$12 | =A24-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E24+E24^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E24)) | =G23+((F23+F24)/2)*\$F\$12 | =A24-1)*\$I\$12 |
| 12 | 2,2 | =S\$J5*(3*\$C\$5^2-4*\$C\$5*B25-B25^2)/(4*\$J58*(C\$5-0.5*B25)) | =D24-((C24+C25)/2)*\$C\$12 | =A25-1)*\$F\$12 | =S\$J5*(3*\$C\$6^2-4*\$C\$6*E25+E25^2)/(4*\$J58*(C\$6-0.5*E25)) | =G24+((F24+F25)/2)*\$F\$12 | =A25-1)*\$I\$12 |

Рисунок 2 – Фрагмент Excel-документа с расчетными формулами для гранитного столба различной высоты

| Научно-исследовательская работа | | | | | | | | | | | | |
|---|--------------------|----------------|------------------|--------------------|----------------|------------------|--------------------|----------------|------------------|--------------------|----------------|------------------|
| ОПРЕДЕЛЕНИЕ УКОРОЧЕНИЯ СТОЛБОВ РАЗЛИЧНОЙ ВЫСОТЫ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ | | | | | | | | | | | | |
| студент группы 10301321 А.Н. Курлянич | | | | | | | | | | | | |
| Исходные данные | | | | | | | | | | | | |
| Высота столбов: | h ₁ = | 4 м | | | | | | | | | | |
| | h ₂ = | 7 м | | | | | | | | | | |
| | h ₃ = | 8,5 м | | | | | | | | | | |
| | h ₄ = | 10 м | | | | | | | | | | |
| Объемный вес материала $\gamma =$ 25000 Н/м ³ | | | | | | | | | | | | |
| Количество участков разбиения n = 20 | | | | | | | | | | | | |
| Площадь поперечного сечения S ₀ = 0,09 м ² | | | | | | | | | | | | |
| Модуль продольной упругости E = 4900000000 Па | | | | | | | | | | | | |
| Таблица вычислений | | | | | | | | | | | | |
| j | 1 | | | 2 | | | 3 | | | 4 | | |
| | $\Delta z_1 =$ | 0,2 | м | $\Delta z_2 =$ | 0,35 | м | $\Delta z_3 =$ | 0,425 | м | $\Delta z_4 =$ | 0,5 | м |
| i | z ₀ , м | f _i | Δh_1 , м | z ₀ , м | f _i | Δh_2 , м | z ₀ , м | f _i | Δh_3 , м | z ₀ , м | f _i | Δh_4 , м |
| 1 | 0 | 1,53061E-06 | 0 | 0 | 2,67857E-06 | 0 | 0 | 3,25255E-06 | 0 | 0 | 3,82653E-06 | 0 |
| 2 | 0,2 | 1,46651E-06 | 2,99712E-07 | 0,35 | 2,56639E-06 | 9,17869E-07 | 0,425 | 3,11633E-06 | 1,35339E-06 | 0,5 | 3,66627E-06 | 1,8732E-06 |
| 3 | 0,4 | 1,40172E-06 | 5,86535E-07 | 0,7 | 2,45301E-06 | 1,79626E-06 | 0,85 | 2,97865E-06 | 2,64857E-06 | 1 | 3,5043E-06 | 3,66584E-06 |
| 4 | 0,6 | 1,33618E-06 | 8,60325E-07 | 1,05 | 2,33832E-06 | 2,63475E-06 | 1,275 | 2,83939E-06 | 3,88491E-06 | 1,5 | 3,34046E-06 | 5,37703E-06 |
| 5 | 0,8 | 1,26984E-06 | 1,12093E-06 | 1,4 | 2,22222E-06 | 3,43284E-06 | 1,7 | 2,69841E-06 | 5,06169E-06 | 2 | 3,1746E-06 | 7,0058E-06 |
| 6 | 1 | 1,20262E-06 | 1,36817E-06 | 1,75 | 2,10459E-06 | 4,19003E-06 | 2,125 | 2,55558E-06 | 6,17816E-06 | 2,5 | 3,00656E-06 | 8,55109E-06 |
| 7 | 1,2 | 1,13445E-06 | 1,60188E-06 | 2,1 | 1,98529E-06 | 4,90576E-06 | 2,55 | 2,41071E-06 | 7,2335E-06 | 3 | 2,83613E-06 | 1,00118E-05 |
| 8 | 1,4 | 1,06524E-06 | 1,82185E-06 | 2,45 | 1,86418E-06 | 5,57942E-06 | 2,975 | 2,26364E-06 | 8,2268E-06 | 3,5 | 2,66311E-06 | 1,13866E-05 |
| 9 | 1,6 | 9,94898E-07 | 2,02787E-06 | 2,8 | 1,74107E-06 | 6,21034E-06 | 3,4 | 2,11416E-06 | 9,15708E-06 | 4 | 2,48724E-06 | 1,26742E-05 |
| 10 | 1,8 | 9,23305E-07 | 2,21969E-06 | 3,15 | 1,61578E-06 | 6,79779E-06 | 3,825 | 1,96202E-06 | 1,00233E-05 | 4,5 | 2,30826E-06 | 1,3873E-05 |
| 11 | 2 | 8,5034E-07 | 2,39705E-06 | 3,5 | 1,4881E-06 | 7,34097E-06 | 4,25 | 1,80697E-06 | 1,08242E-05 | 5 | 2,12585E-06 | 1,49816E-05 |
| 12 | 2,2 | 7,75862E-07 | 2,55967E-06 | 3,85 | 1,35776E-06 | 7,83899E-06 | 4,675 | 1,64871E-06 | 1,15585E-05 | 5,5 | 1,93966E-06 | 1,59979E-05 |
| 13 | 2,4 | 6,99708E-07 | 2,70723E-06 | 4,2 | 1,22449E-06 | 8,29089E-06 | 5,1 | 1,48688E-06 | 1,22248E-05 | 6 | 1,74927E-06 | 1,69202E-05 |
| 14 | 2,6 | 6,21693E-07 | 2,83937E-06 | 4,55 | 1,08796E-06 | 8,69556E-06 | 5,525 | 1,3211E-06 | 1,28215E-05 | 6,5 | 1,55423E-06 | 1,77461E-05 |
| 15 | 2,8 | 5,41601E-07 | 2,9557E-06 | 4,9 | 9,47802E-07 | 9,05182E-06 | 5,95 | 1,1509E-06 | 1,33468E-05 | 7 | 1,354E-06 | 1,84731E-05 |
| 16 | 3 | 4,59184E-07 | 3,05578E-06 | 5,25 | 8,03571E-07 | 9,35831E-06 | 6,375 | 9,75765E-07 | 1,37987E-05 | 7,5 | 1,14796E-06 | 1,90986E-05 |
| 17 | 3,2 | 3,7415E-07 | 3,13911E-06 | 5,6 | 6,54762E-07 | 9,61352E-06 | 6,8 | 7,95068E-07 | 1,4175E-05 | 8 | 9,35374E-07 | 1,96194E-05 |
| 18 | 3,4 | 2,86158E-07 | 3,20514E-06 | 5,95 | 5,00776E-07 | 9,81574E-06 | 7,225 | 6,08086E-07 | 1,44732E-05 | 8,5 | 7,15395E-07 | 2,00321E-05 |
| 19 | 3,6 | 1,94805E-07 | 3,25324E-06 | 6,3 | 3,40909E-07 | 9,96304E-06 | 7,65 | 4,13961E-07 | 1,46904E-05 | 9 | 4,87013E-07 | 2,03327E-05 |
| 20 | 3,8 | 9,96113E-08 | 3,28268E-06 | 6,65 | 1,7432E-07 | 1,00532E-05 | 8,075 | 2,11674E-07 | 1,48233E-05 | 9,5 | 2,49028E-07 | 2,05167E-05 |
| 21 | 4 | 0 | 3,29264E-06 | 7 | 0 | 1,00837E-05 | 8,5 | 0 | 1,48683E-05 | 10 | 0 | 2,0579E-05 |

Рисунок 3 – Excel-документ с расчетом укорочения гранитного столба различной высоты

Путем копирования листа Гранит и внесения изменений в исходные данные (в частности модуля продольной упругости и объемного веса материала) выполняем расчеты для столбов из стали, алюминия и дерева. Результаты расчетов сводим в одну таблицу (рисунок 4) и для наглядности строим графические зависимости (рисунок 5).

| | A | B | C | D | E | F |
|---|-----------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---|
| 1 | Укорочение Δh , мкм | | | | | |
| 2 | Высота h , м | Гранит | Сталь | Алюминий | Дерево | |
| 3 | 4 | 3,292639258 | 2,39704138 | 2,525311153 | 3,226786473 | |
| 4 | 7 | 10,08370773 | 7,340939226 | 7,733765405 | 9,882033573 | |
| 5 | 8,5 | 14,86832415 | 10,82413998 | 11,40335817 | 14,57095767 | |
| 6 | 10 | 20,57899536 | 14,98150862 | 15,7831947 | 20,16741546 | |
| 7 | | | | | | |

Гранит | Сталь | Алюминий | Дерево | **Сводная таблица**

Рисунок 4 – Сводная таблица

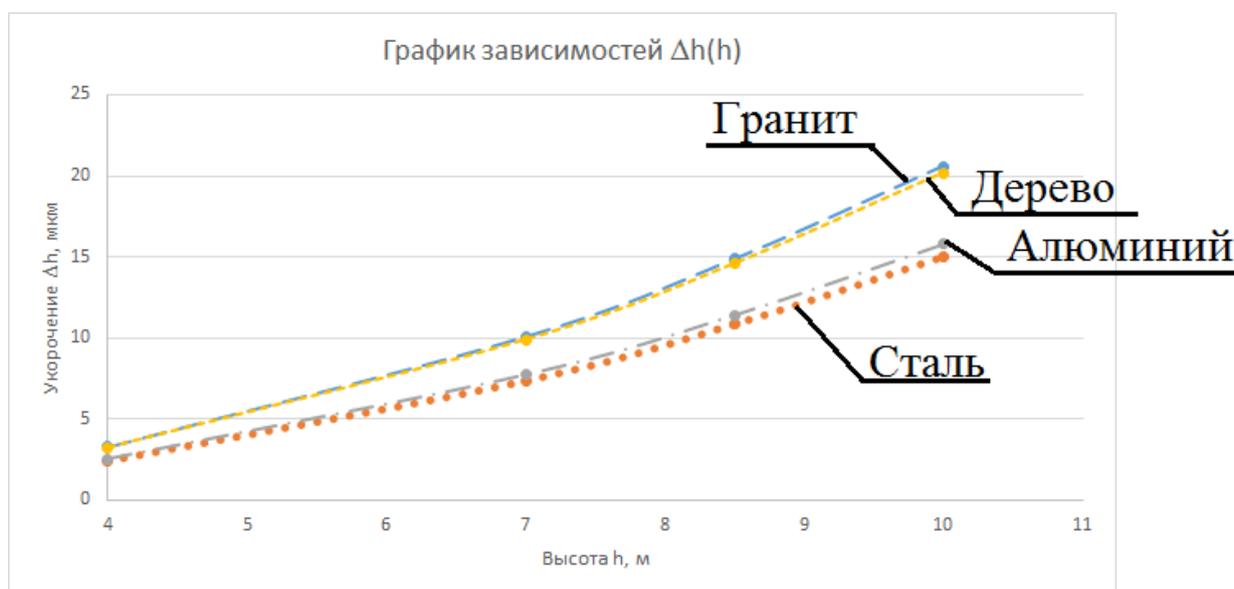


Рисунок 5 – Графическое представление результатов расчетов

Литература

1. Механика материалов : пособие / Ю. В. Василевич [и др.]. – Минск : БНТУ, 2022. – 181 с

2. Краков, М. С. Численные методы и обработка данных : пособие / М. С. Краков, С. Г. Погирницкая. – Минск : БНТУ, 2021. – 87 с.

3. Рудикова Л.В. Microsoft Office Excel 2016. – СПб.: БХВ-Петербург, 2017. – 640 с.

Редкоземельные металлы - основа создания конструкционных материалов для современного машиностроения

Студенты гр. 10903121 Иванцевич А.О., Буян Д.А.

Научный руководитель - ст. преподаватель Комяк И.М.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Редкоземельные металлы занимают особое место в промышленности и науке. Их удивительные свойства и широта условий применения позволяют создавать материалы и изделия с уникальными возможностями. Они являются неотъемлемой частью современных технологий и науки, используются в машиностроении, приборостроении, атомной технике, радиоэлектронике, химической, оптической и атомной промышленности.

Понятие «редкие металлы» - условное. Оно скорее относится к производству и использованию того или иного металла, чем к его запасам.

Редкие металлы производятся в небольшом объеме, это объясняется тем, что многие из них не образуют в земной коре сколько-нибудь значительных месторождений; во-вторых, относительно малой их изученностью и, в-третьих, большой трудностью извлечения этих металлов из природных соединений.

Всего немногим более двухсот лет назад люди использовали всего несколько металлов. И только в 19 веке число их значительно возросло и в настоящее время речь уже идет об использовании почти всех элементов периодической системы Д. И. Менделеева.

Классифицировать редкие металлы можно на следующие группы (по К. И. Лукашеву):

1) легирующие и тугоплавкие: вольфрам, молибден, кобальт, ванадий, цирконий, ниобий, тантал, титан;

2) легкие: литий, рубидий, цезий, бериллий, стронций, барий;

3) цветные: кадмий, ртуть, мышьяк, сурьма, висмут;

4) металлы рассеянных элементов; теллур, галлий, индий, таллий, германий, гафний, селен, рений;

5) редкоземельные: церий, лантан и другие (всего 17);

6) радиоактивные: уран, радий, торий;

7) благородные: золото, серебро, платина и платиновые металлы.

Металлы с порядковым номером 57-71, относятся к группе редких элементов периодической системы Д. И. Менделеева. Первый из них – лантан, отсюда и их общее название в системе – лантаноиды. Все лантаноиды обладают близкими свойствами, поэтому в периодической системе они занимают одну ячейку, в которой помечен лантан. Физические свойства редкоземельных элементов принято делить на 2 группы: цериевую, куда входят лантан, церий, празеодим, неодим, прометий и самарий, и иттриевую – европий, гадолиний, тербий, диспрозий, гольмий, эрбий, туллий, иттербий, лютеций. Сюда относятся также близкие к ним по свойствам элементы – скандий и иттрий.

Редкоземельные металлы являются не такими уже и редкими.

Основные характеристики и данные о запасах редкоземельных металлов :

| Порядковый номер | Редкоземельный металл | Удельный вес | Температура плавления, °С | Содержание в земной коре |
|------------------|-----------------------|--------------|---------------------------|--------------------------|
| 57 | Лантан(La) | 6,162 | 920 | $1,8 \cdot 10^{-3}$ |
| 58 | Церий(Ce) | 6,768 | 804 | $4,5 \cdot 10^{-3}$ |
| 59 | Празеодим(Pr) | 6,769 | 935 | $7 \cdot 10^{-4}$ |
| 60 | Неодим(Nd) | 7,007 | 1024 | $7 \cdot 10^{-3}$ |
| 61 | Прометий(Pm) | 7,260 | 1035 | $1,2 \cdot 10^{-4}$ |
| 62 | Самарий(Sm) | 7,540 | 1052 | $1 \cdot 10^{-3}$ |
| 63 | Европий(Eu) | 5,166 | 900 | $1,5 \cdot 10^{-4}$ |
| 64 | Гадолиний(Gd) | 7,868 | 1350 | $4,5 \cdot 10^{-4}$ |
| 65 | Тербий(Tb) | 8,253 | 1500 | $1,3 \cdot 10^{-4}$ |
| 66 | Диспрозий(Dy) | 8,565 | 1600 | $4 \cdot 10^{-5}$ |
| 67 | Гольмий(Ho) | 8,799 | 1525 | $8 \cdot 10^{-5}$ |
| 68 | Эрбий(Er) | 9,059 | 1525 | $3 \cdot 10^{-4}$ |
| 69 | Туллий(Tm) | 9,318 | 1550 | $1 \cdot 10^{-4}$ |
| 70 | Иттербий(Yb) | 6,959 | 824 | $2,8 \cdot 10^{-3}$ |

| | | | | |
|----|-------------|-------|------|---------------------|
| 71 | Лютеций(Lu) | 8,849 | 1750 | $1 \cdot 10^{-5}$ |
| 21 | Скандий(Sc) | 3,3 | 1538 | $2,3 \cdot 10^{-4}$ |
| 39 | Иттрий(Y) | 4,472 | 1525 | $2,8 \cdot 10^{-3}$ |

Содержание редкоземельных металлов в земной коре в 2 раза больше, чем олова, и в 10 раз больше, чем свинца. А такого редкоземельного металла, как европий, в земной коре больше, чем серебра, ртути и золота вместе взятых.

Как видно из таблицы, редкоземельные металлы являются металлами средней тугоплавкости, температура их плавления, как правило, повышается с увеличением атомного номера. Они имеют типично металлические решетки: кубические или гексагональные плотноупакованные, большинство из них обладает полиморфизмом. Твердость редкоземельных металлов колеблется в пределах 30-100 НВ в зависимости от содержания примесей. В чистом виде они пластичны. Редкоземельные металлы сравнительно плохие проводники. Все они окисляются на воздухе при комнатной температуре. При этом их стойкость возрастает с увеличением атомного номера. Так, лантан, церий и празеодим быстро корродируют на воздухе, а неодим, самарий и гадолиний длительное время сохраняют свой металлический блеск.

Редкоземельные металлы обладают высокой химической активностью. Они легко вступают во взаимодействие с неметаллами: образуют нитриды, сульфиды, карбиды и т. д. окислы их являются весьма тугоплавкими веществами. Окись церия, например, которая плавится при температуре 2500°C , находит большое применение в промышленности для производства огнеупоров, эмалей, жаростойких покрытий и стекол, в электротехнике и т. п.

Разделение редкоземельных металлов – сложная задача. Поэтому на практике часто пользуются сплавами редкоземельных металлов, называемыми мишметаллом.

Мишметалл применяется в производстве:

1) чугуна для сфероидизации графитовых включений. Предел прочности чугуновых отливок при введении около 0,06% редкоземельных металлов повышается с 16 до 52 кГ/мм^2 ;

2) жаропрочных сплавов и теплостойких сталей для улучшения их ковкости;

3) сварочные в качестве флюса при сварке сталей аустенитных с перлитными;

4) специальных высоколегированных сталей для повышения их антикоррозионных свойств;

5) магниевых и алюминий-магниевого - магниевых сплавов для повышения их жаропрочности и жаростойкости;

6) сталелитейном для повышения износостойкости и прочности отливок, а также в качестве раскислителя.

Отдельные редкоземельные металлы широко применяются в металлургии, машиностроении, приборостроении, атомной технике, радиоэлектронике, телевидении, химической и оптической промышленности, новейших физических приборах.

Одним из главных потребителей редкоземельных металлов является металлургия. Металлы цериевой группы используются прежде всего в качестве легирующих добавок, иттриевой - для производства сплавов с особыми физическими свойствами.

Введение редкоземельных металлов в незначительных количествах улучшает структуру и свойства всех сплавов: никелевых, титановых, магниевых, железных. Благодаря большому сродству с кислородом, серой, водородом, фосфором и мышьяком они взаимодействуют с ними, эффективно связывая их и очищая обрабатываемый сплав от вредных включений. Кроме того, они модифицируют сплавы, измельчают зерно, значительно повышая показатели механических свойств. Так, например, модифицирование чугуна превращает чешуйчатые включения графита (рис.1,а), снижающие его прочность, в шаровидные (рис.1, б). Прочность чугуна при этом возрастает вдвое, что позволяет ему, особенно при применении лучевых технологий для упрочнения поверхностного слоя, уверенно конкурировать со сталью, а применение сплава ферроцерий - магний вместо магния позволяет производить модифицирование в ковше без специальных камер, так как обеспечивается полная безопасность работы. Улучшаются также другие показатели процесса самого литья.

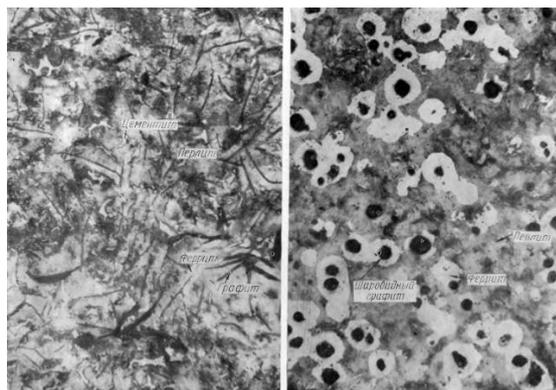


Рисунок 1. Структура чугуна
а - немодифицированного; б- модифицированного.

Введение редкоземельных металлов в сталь резко улучшает ее структуру и свойства, в том числе в литом состоянии. Хорошо зарекомендовал себя церий в медных сплавах, неодим и иттрий – в магниевых. Редкоземельные металлы (особенно церий и иттрий) благоприятно влияют на хром и его сплавы: они способствуют снижению содержания азота. При этом на несколько сотен градусов сдвигается температура перехода в хрупкое состояние. Они также улучшают состав окисной пленки, благодаря чему затрудняется проникновение азота в металл. Легирование редкоземельными металлами повышает также жаростойкость сплавов на основе железа, никеля, хрома и ниобия.

Краткий перечень применения, например, церия показывает его большое значение для современной металлургии: производство алюминиевых, магниевых, кадмиевых, жаропрочных сплавов, чугуна со сфероидальным графитом, железомарганцевых сплавов с малым коэффициентом расширения и так далее.

Многие редкоземельные металлы и их сплавы еще относительно мало изучены, но уже ясно, что в ближайшее время они найдут широкое применение во всех отраслях техники. Одним из наиболее распространенных применений редкоземельных элементов является создание магнитов для электродвигателей. Например, неодимовые магниты, содержащие редкоземельные элементы, используются в электромобилях, электроскутерах и беспилотных летательных аппаратах для повышения эффективности двигателей.

Кроме того, редкоземельные элементы используются для создания современных материалов, с заданными магнитными свойствами, которые

применяются в компьютерах, смартфонах и электронных устройствах автоматики.

Таким образом, редкоземельные металлы являются важным компонентом для создания инновационных конструкционных материалов и технологий, без которых уже немыслимо современное машиностроение.

Литература

1. Коронцевич, В. К. Применение редких металлов в машиностроении. М., ЦНИИТМАШ, 1961. - 68 с.
2. Барад В. Р., Филиппов М. А. Материаловедение высокопрочных сталей и сплавов. М., изд. «Инфра-Инженерия», 2017. - 205с.
3. Влияние лазерной термической обработки (ЛТО) на структуру и шероховатость упрочненных поверхностей зубьев колес из высокопрочного чугуна/Скойбеда А. Т., Девойно О. Г., Калина А. А., Комяк И. М.//Перспективные направления развития технологий машиностроения и металлообработки: тезисы докл. 34-й Междунар. науч.-техн. конф. (Минск, 28 марта 2019г). - Минск: Бизнесофсет, 2019, с. 153 - 155.
4. Смирнов А.В., Поляков Е.Г. Металлургия редкоземельных металлов, 2-е изд. Учебное пособие для вузов. Москва: Издательство Юрайт, 2021. – 501 с.
5. Кудреватых Н. В. Физика металлов. Редкоземельные металлы и их соединения: учебное пособие для вузов/Н. В. Кудреватых, А. С. Валегов - Москва: Издательство Юрайт, 2022. - 197 с.

Современные конструкции дисково-колодочных тормозных механизмов самоходных колесных сельскохозяйственных машин

Магистрант Долгий С.А.,

Научный руководитель - ст. преподаватель Комяк И.М.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

В последнее десятилетие наметилась тенденция применения на самоходных сельхозмашинах открытых дисково-колодочных тормозных механизмов (кукурузо-, картофеле- и зерноуборочные комбайны российских, немецких, итальянских и американских производителей).

Дисково-колодочные тормоза обладают весьма малым (0,1...0,2) коэффициентом взаимного перекрытия. В процессе торможения поверхности

трения тормозного диска периодически выходят из контакта с фрикционными накладками колодок и свободно омываются окружающим воздухом. Удельная энергоемкость дисково-колодочных тормозов в 4 раза выше, чем у барабанных. Эти тормоза отличаются высокой стабильностью и лучшим следящим действием за счет отсутствия эффекта самоусиления, легкость технического обслуживания, небольшая масса (на 20...30% меньше, чем у других типов тормозов). Наличие малого зазора между диском и накладками (0,05...0,25 мм, считая на одну сторону) позволяет получить высокое передаточное число в приводе при малом ходе педали.

К недостаткам следует отнести незащищенность механизма от действия окружающей среды - воды, грязи, пыли; высокое удельное давление и температурный режим фрикционных накладок, приводящие в сочетании с загрязненностью рабочих поверхностей к их повышенному износу; нагружение вала (при одной тормозной скобе) радиальной силой.

Тормозные диски изготавливают из чугуна, реже - из стали. Они выполняются сплошными или вентилируемыми (с радиальными каналами). Использование радиальных вентиляционных каналов позволяет снизить температуру рабочей зоны пары трения на 30% и более.

Дисково-колодочные тормоза с гидроприводом, применяемые на самоходных сельхозмашинах, подразделяются на механизмы с фиксированной, плавающей или качающейся скобой. Отдельную группу представляют тормоза с механическим передаточным устройством зажима колодок.

Усилие прижатия фрикционных накладок к диску в тормозах с фиксированной скобой создается двумя гидроцилиндрами, размещенными в силовой скобе по одной оси и диаметрально противоположно по отношению к диску. Подпоршневые полости гидроцилиндров соединены с общей напорной магистралью, что обеспечивает автоматическое выравнивание усилий прижатия фрикционных накладок к диску. Силовая скоба тормоза жестко закреплена на неподвижных частях механизма, а тормозной диск жестко закреплён на тормозном валу. Тормозные колодки перемещаются в корпусе скобы в направляющих пазах или вдоль направляющих пальцев, что исключает поворот колодок относительно поверхности трения диска в процессе торможения. Отвод тормозных колодок от диска осуществляется за счет упругой деформации резиновых уплотняющих манжет цилиндров. Тормоза с фиксированной скобой отличаются большой жесткостью

конструкции и применяются, как правило, на тяжелых сельхозмашинах, где требуется большое приводное усилие.

В тормозном механизме с плавающей скобой (имеющей при торможении возможность небольших перемещений в осевом направлении) гидроцилиндр, прижимающий колодку, устанавливается в скобе с одной стороны диска. Вторая колодка прижимается к диску под действием усилия реакции. Такие механизмы компактны, проще для ремонта, меньше нагревают тормозную жидкость (имеют только одну плоскость контакта поршня). Однако плавающая скоба имеет существенный недостаток: износ, загрязнение или коррозия направляющих вызывают снижение эффективности действия тормоза, сопровождающееся писком и вибрациями.

Основным преимуществом тормозных механизмов с качающейся скобой является конструктивная простота решения механического привода для стояночного торможения. Имеются 2 конструктивных варианта таких тормозов: с качанием скобы в радиальной и хордальной плоскостях. Один из недостатков заключается в необходимости использования фрикционных накладок определенного профиля, что вызвано поворотом скобы в процессе торможения.

Дисково-колодочные тормозные механизмы с гидроприводом иногда оснащаются механизмами автоматического регулирования зазора мгновенного действия, встроенными в гидроцилиндры.

Весьма перспективными для применения на самоходных сельхозмашинах являются дисково-колодочные тормоза с механическими передаточными устройствами зажима колодок. В дисково-колодочном тормозе фирмы Goodrich (США) тормозной диск сжимается колодками с помощью винтового механизма, расположенного в скобе тормоза.

С целью снижения стоимости подвижной гайки, передающей усилие на одну из колодок тормоза, и повышения износостойкости резьбы она выполнена комбинированной: профиль резьбы выполнен на проволоке, имеющей высокую твердость и износостойкость, помещенной в гайку из относительно мягкого и дешевого материала.

Привод тормоза осуществляется от обычной пневмокамеры или пневмокамеры с пружинным энергоаккумулятором. Механизм регулирования зазора в парах трения расположен в приводном рычаге. Регулирование осуществляется вручную.

Эффективность действия и надежность работы тормоза в значительной степени определяются правильностью выбора материалов пар трения.

Современные фрикционные композиции тормозных накладок барабанных и дисково-колодочных тормозов состоят из размельченного асбеста в качестве структурных волокон, разнообразных органических и неорганических наполнителей (модификаторов), добавляемых для обеспечения желательных рабочих характеристик и величин износа, и термореактивных смол в качестве связующего. В качестве модификаторов используются железный и свинцовый сурик, окись цинка, гашеная известь, графит, барит, кремнистый известняк и др. В ряде случаев для этих же целей и для повышения теплопроводности материала накладки в композицию добавляют латунную или медную стружку.

Исследования последних лет установили отрицательное воздействие волокон асбеста на здоровье человека. После принятия в США новых законов о профессиональной безопасности и сохранении здоровья (Occupational Safety and Health Act-OSHA) введены очень жесткие стандарты на добычу и обработку асбеста.

Необходимость выполнения новых требований побудила ряд фирм ускорить работы по поиску других базовых материалов, имеющих достаточные природные запасы и не загрязняющих окружающую среду при производстве и эксплуатации. В число рассматриваемых материалов были включены металлические, минеральные, стеклянные и угольные волокна. В результате компанией Bendix (США) был разработан новый безасбестовый фрикционный материал, названный полуметаллическим. Материал представляет собой композицию из металлического порошка на основе железа и графита, усиленную стальным волокном вместо асбеста. В качестве связующего используется фенольная смола. Коэффициент трения нового материала, по заявлению фирмы, составляет 0,38... 0,43.

Большие работы по созданию безасбестовых фрикционных материалов на основе стекловолокна проводит французская фирма Valeo.

Металлокерамические материалы на медной или железной основе получили широкое распространение только для тормозов, работающих в масле. В открытых дисково-колодочных тормозах они применяются крайне редко из-за низких фрикционных свойств при малых скоростях скольжения и температурах, высокой требовательности к качеству поверхности металлического элемента пары трения.

Многими фирмами ведутся поисковые работы с целью создания новых металлических материалов пары трения, обладающих по сравнению с чугуном повышенной стойкостью к абразивному износу, отсутствием склонности к образованию термических трещин, лучшей теплопроводностью и низкой ползучестью при повышенной температуре. Работы проводятся с модифицированными железокобальтовыми медными сплавами и различными видами бронз.

В связи с появлением дисково-колодочных тормозных механизмов возникла необходимость перехода на совершенно новый тип тормозной жидкости, которым, как можно предполагать, станет синтетическая на кремнийорганической основе. Основными причинами для перехода на такую тормозную жидкость являются ее полная негигроскопичность, сохранение стабильности вязкостных характеристик в гораздо более широком диапазоне температур и меньшая зависимость температуры кипения от атмосферного давления по сравнению с тормозными жидкостями на гликолевой основе.

Литература

1. Williamson M. Braking into the Millennium: The international review of industrial vehicle design. & Engineering. Of – Highway & Heavy – Duty Equipment // Industrial vehicle technology, 1995 – p. 2-7.
2. Skoybeda A.T., Komyak I.M. Tendencies of the development of the self-moving wheel agricultural machine braking systems // Proceeding of birth international scientific-technical conference on internal combustion engines and motor vehicles MOTAUTO'98, Sofia 14-16 October 1998, -Sofia, Vol.IV.–p. 7480.
3. ZF Gearboxes of the MD series for mechanical and hydrostatic-mechanical transmissions in agricultural machines and other industrial machinery: Просп. фирмы Zahuradfabrik Passau GMBH (ФРГ). – 4с.
4. Hydraulically actuated brakes: Просп. фирмы Lucas Girling Limited (Великобритания). – 8 с.
5. Долгий, С.А. Трансмиссии самоходных колесных сельскохозяйственных машин и применяемые в них тормозные механизмы / С.А. Долгий; науч. рук. И.М. Комяк // Перспективные направления развития машиностроения в области мобильных машин, технологического оборудования и энергетических систем [Электронный ресурс]: материалы 78-й студенческой научно-технической конференции, 17-18 мая 2022 г. / Белорусский национальный технический университет ; редкол.: А. А. Калина [и др.] ; сост.: Е. Д. Рудько, И. Г. Свиридова. – Минск : БНТУ, 2022. – С. 71-77.

Механический привод ТЭС

Студенты гр. 10605121 Тишкова А.И., Шунькевич А.В.
Научный руководитель – ст. преподаватель Козлова Т.В.
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

Аннотация. В статье рассматривается изучение проблем, возникающих при работе механического привода на тепловых электростанциях, и определению методов и средств для повышения его надежности и эффективности. В работе описываются основные компоненты механического привода, его принцип работы и методы контроля и диагностики. Введение

Механический привод является одной из ключевых технологических составляющих теплоэлектростанций (ТЭС). Он обеспечивает передачу механической энергии от паровой турбины к генератору, который преобразует ее в электрическую энергию. Механический привод ТЭС имеет ряд особенностей, которые необходимо учитывать при его проектировании и эксплуатации. В данной работе рассматриваются основные аспекты механического привода ТЭС.

Механический привод в ТЭС — это система механизмов, которая передает механическую энергию от паровой турбины к генератору для производства электроэнергии. Паровая турбина в ТЭС является источником механической энергии, которая передается через валы и шестерни до генератора, где она преобразуется в электрическую энергию. Механический привод в ТЭС является одним из ключевых компонентов, обеспечивающих эффективную работу станции и производство большого объема электроэнергии.

Механический привод в ТЭС работает следующим образом: паровая турбина, которая является источником механической энергии, вращает вал, на котором установлены шестерни различных размеров. Эти шестерни передают вращение на другие валы, которые в свою очередь передают его на генератор. Генератор, получивший механическую энергию от паровой турбины, начинает производить электрическую энергию.

Важно отметить, что механический привод в ТЭС должен работать очень точно и без сбоев, чтобы обеспечить стабильность и надежность производства электроэнергии. Для этого используются высокоточные компоненты и системы контроля и регулирования, которые позволяют поддерживать оптимальный режим работы станции.

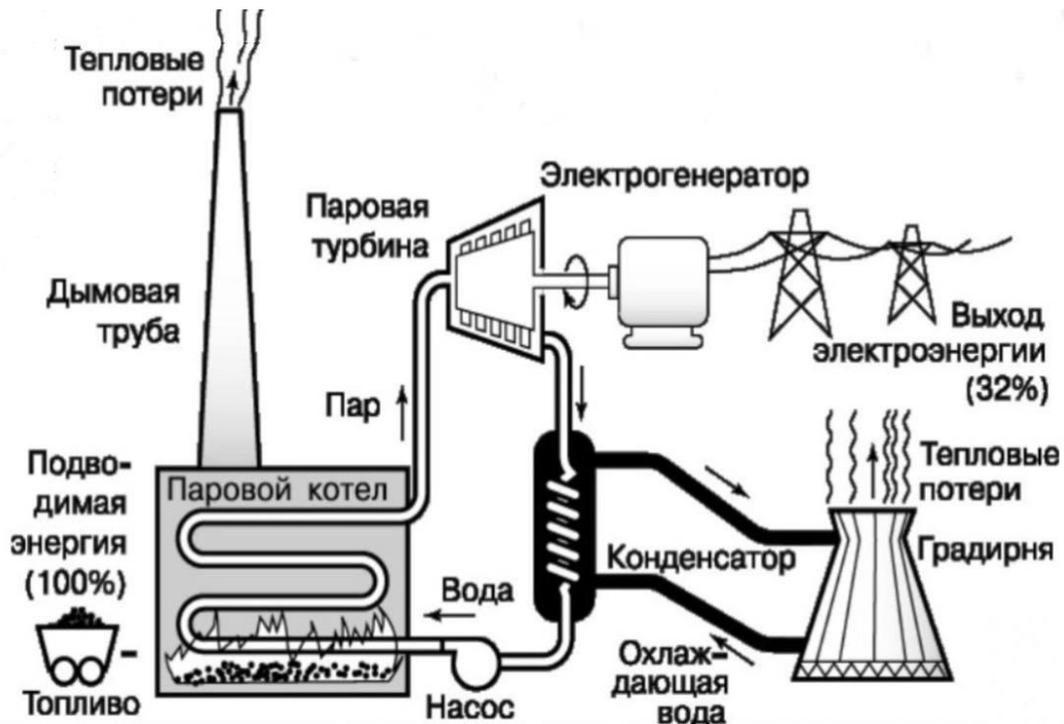


Рисунок 1. Схема ТЭС

Рассмотрим Рисунок 1 с точки зрения инженера-энергетика, на котором изображена схема ТЭС.

Тепловая электростанция – это тепловой двигатель, в котором рабочее тело испытывает фазовые переходы. Рабочем телом зачастую является вода, которая испытывает переход из жидкой фазы в газообразную. Важно отметить, что пар может быть насыщенным, влажным и перегретым. Насыщенный пар — это пар, который находится в равновесном состоянии с жидкостью. Перегретый пар — это пар, который имеет температуру выше температуры точки насыщения. Влажный пар – это пар, который имеет в себе как жидкую, так и паровую фазу.

По схеме на рисунке 1 в паровой котел поступает топливо и воздух. Воздух нужен для процесса горения. В котел также поступает вода, при сгорании топлива выделяется количество теплоты, которая передается жидкости, в результате которого жидкость переходит из состояния жидкой фазы в паровую фазу. В котле будут тепловые потери. Далее при сгорании топлива выделяются выхлопные газы, которые имеют тоже своё количество теплоты, но по рисунку 1 они будут выбрасываться просто в атмосферу. Это своего рода тепловые потери. Далее наши перегретый пар нагревается до состояние насыщенного пара.

Потом этот пар отправляется в турбину, где он адиабатно расширяется, заставляя вращаться турбину, которая будет создавать работу, и эта работа будет идти на механический привод. Тем самым механический привод уже будет идти в электрогенератор. После турбины, пар становится опять влажным, но у него уже будет степень сухости в пределах от 0,88 до 1. Главное, чтобы она была не ниже 0,88. Потом пар идет в конденсатор, где происходит конденсирование до насыщенной жидкости с помощью подвода к нему количества теплоты, которая, в свою очередь, забирает тепло у влажного пара. То количество теплоты, которая забрала вода при охлаждении в конденсаторе отправляется в градирню, где с помощью форсунок распыляется.

В верхней части градирней и потоком воздуха собираются часть количества теплоты, и за счет этого на стенках градирни, может конденсироваться жидкость, которая будет стекать в поддон и потом оно будет поступать заново в градирню для проведения повторной процедуры. Таким образом получается замкнутый цикл. После конденсатора у нас появляется насыщенная жидкость, которая поступает в насос, чтобы поднять давление жидкости до определенного уровня, потому что тепловая электростанция работает на определенном давлении. Это все высчитывается для правильной работы ТЭС. Расчёт давления зависит от КПД, температуры и т.п. С помощью насоса докачивается до определенного уровня давления и тем самым у нас цикл согласно схеме, замыкается.

Основные компоненты механического привода ТЭС:

1. Паровая турбина – основной источник механической энергии, который приводит в движение вал привода.
2. Вал привода – передает механическую энергию от паровой турбины к генератору.
3. Генератор – преобразует механическую энергию в электрическую энергию.
4. Конденсатор – охлаждает и конденсирует отработанный пар, который затем возвращается в котел.
5. Насос – подает воду в котел для создания пара.
6. Котел – преобразует воду в пар, который затем поступает на паровую турбину.

Механический привод ТЭС имеет ряд особенностей, которые необходимо учитывать при его проектировании и эксплуатации:

1. Высокая надежность – механический привод ТЭС должен быть очень надежным, так как любые сбои или отказы могут привести к серьезным последствиям, включая аварии и потерю жизней.

2. Высокая эффективность – механический привод ТЭС должен обеспечивать высокую эффективность преобразования механической энергии в электрическую энергию.

3. Регулируемость – механический привод ТЭС должен быть способен регулировать мощность генерации в зависимости от изменения спроса на электроэнергию.

4. Точность – механический привод ТЭС должен обеспечивать высокую точность передачи механической энергии от паровой турбины к генератору.

5. Устойчивость – механический привод ТЭС должен быть устойчивым к вибрациям, ударам и другим внешним воздействиям.

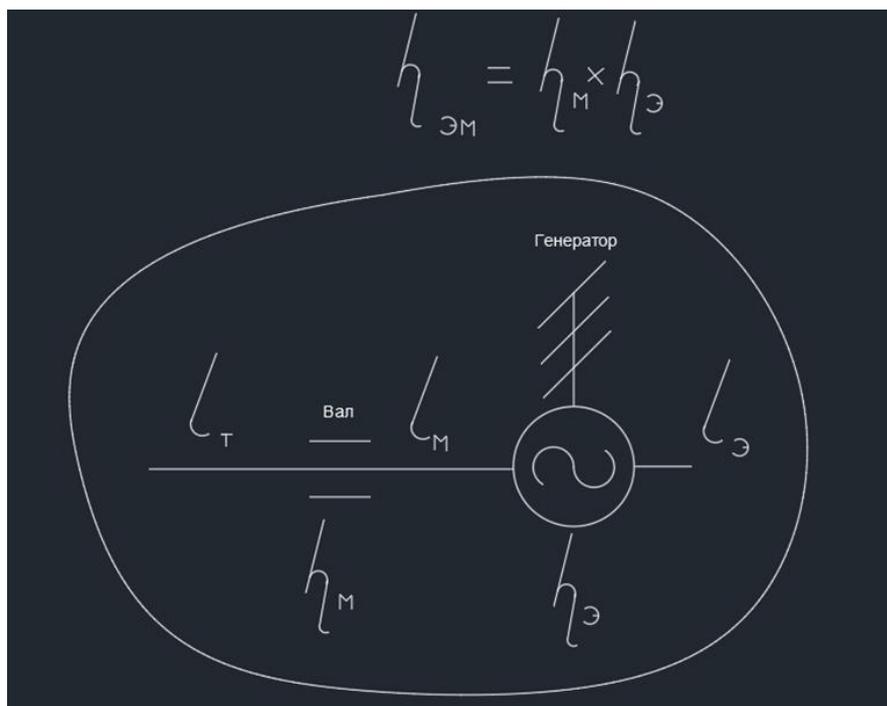


Рисунок 2 – Принципиальная схема ТЭС

Рассмотрим рисунок 2.

Для тепловых электростанций инженерам-энергетикам нужно считать, сколько будет вырабатываться электроэнергия. Для этого им нужно учитывать коэффициент механического привода, который рассмотрен на рисунке 2. На нем начерчен вала, конечно, ещё и другие элементы помимо

валы используются, но для энергетиков самое главное это посчитать КПД электромеханический. КПД механический можно найти по формуле 1.1:

$$\eta_M = \frac{l_M}{l_m} \quad (1.1)$$

КПД электрический найдем по формуле 1.2:

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{l_{\varepsilon}}{l_M} \quad (1.2)$$

Воспользуемся всеми математическими вычислениями и получим формулу КПД электромеханического по формуле 1.3:

$$\eta_{\varepsilon M} = \frac{l_{\varepsilon}}{l_m} = \frac{\eta_{\varepsilon} \cdot l_M \cdot \eta_M}{l_M} = \eta_M \cdot \eta_{\varepsilon} \quad (1.3)$$

Целью нашей работы являлось изучение проблем, возникающих при работе механического привода на тепловых электростанциях, и определении методов и средств для повышения его надежности и эффективности. Кроме того, целью работы является ознакомление с основными компонентами механического привода, его принципом работы и методами контроля и диагностики. В результате выполнения работы студент должен иметь представление о важности правильной эксплуатации и обслуживания механического привода на ТЭС для обеспечения надежной и безопасной работы электростанции.

Исследование надежности механического привода ТЭС является важной задачей, поскольку от надежности этой системы зависит работоспособность всей электростанции. Для проведения такого исследования необходимо рассмотреть несколько аспектов.

Во-первых, необходимо изучить конструкцию механического привода и его компонентов. Это позволит оценить возможные причины отказов и выявить уязвимые места системы. Также следует изучить материалы, используемые при производстве деталей механического привода, чтобы определить их долговечность и устойчивость к износу.

Во-вторых, необходимо провести анализ работы системы контроля и регулирования мощности генератора. Это позволит оценить эффективность системы и выявить возможные причины сбоев в работе. Также следует изучить процедуры обслуживания и ремонта системы контроля и регулирования, чтобы оценить их влияние на надежность работы системы.

В-третьих, необходимо провести анализ работы системы смазки и охлаждения механического привода. Это позволит оценить эффективность

системы и выявить возможные причины отказов. Также следует изучить процедуры обслуживания и ремонта системы смазки и охлаждения, чтобы оценить их влияние на надежность работы системы.

В-четвертых, необходимо провести анализ работы системы управления и мониторинга состояния механического привода. Это позволит оценить эффективность системы и выявить возможные причины сбоев в работе. Также следует изучить процедуры обслуживания и ремонта системы управления и мониторинга состояния, чтобы оценить их влияние на надежность работы системы.

В целом, проведение исследования надежности механического привода ТЭС позволит выявить возможные проблемы и разработать меры по их устранению. Это повысит надежность работы электростанции и обеспечит стабильную поставку электроэнергии.

Проблемы с механическим приводом ТЭС могут быть различными. Например, это могут быть проблемы с износом деталей, неисправность системы контроля и регулирования мощности генератора, неправильная работа системы смазки и охлаждения, сбой в работе системы управления и мониторинга состояния механического привода, а также другие причины. Все эти проблемы могут привести к снижению надежности работы механического привода и, как следствие, к снижению производительности и эффективности работы всей электростанции.

Преимущества механического привода в ТЭС:

1. Высокая эффективность передачи механической энергии от паровой турбины на генератор.
2. Надежность и долговечность работы системы благодаря использованию высокоточных компонентов и систем контроля и регулирования.
3. Простота и относительная дешевизна производства и обслуживания механического привода.

Недостатки механического привода в ТЭС:

1. Ограниченность скорости вращения, которую может обеспечить паровая турбина, что может ограничивать производительность генератора.
2. Необходимость регулярного обслуживания и замены изношенных деталей, что требует дополнительных затрат на обслуживание и ремонт.
3. Ограниченная гибкость в управлении и регулировании мощности генератора в зависимости от изменения потребности в электроэнергии.

Заключение

Механический привод является одной из ключевых технологических составляющих ТЭС. Он обеспечивает передачу механической энергии от паровой турбины к генератору, который преобразует ее в электрическую энергию. Механический привод ТЭС имеет ряд особенностей, которые необходимо учитывать при его проектировании и эксплуатации, такие как высокая надежность, эффективность, регулируемость, точность и устойчивость. Правильное проектирование и эксплуатация механического привода ТЭС является ключевым фактором для обеспечения безопасности и эффективности работы ТЭС.

Литература

1. Кочетков, А. А. Механические приводы ТЭС: учебник / А. А. Кочетков, В. В. Шинкарев. – М.: Энергоатомиздат, 2004.
2. Балакин, А. В. Механические приводы ТЭС: учебное пособие / А. В. Балакин, С. А. Гурьянов, А. А. Колесников. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012.
3. Карпов, В. И. Механические приводы ТЭС: теория и практика / В. И. Карпов, А. В. Смирнов, С. В. Лобанов. – М.: Энергоатомиздат, 2006.
4. Лебедев, А. И. Механические приводы энергетических установок: учебное пособие / А. И. Лебедев, В. Н. Шипилов, А. С. Шипилова. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017.
5. Шишкин, В. В. Механические приводы генераторов ТЭС: учебное пособие / В. В. Шишкин, А. В. Балакин. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016.
6. Кузнецов, А. В. Механические приводы генераторов ТЭС: учебник для вузов / А. В. Кузнецов, В. И. Карпов, А. А. Колесников. – М.: Энергоатомиздат, 2010.
7. Лаптев, А. А. Механические приводы ТЭС: учебное пособие / А. А. Лаптев, С. А. Гурьянов, В. В. Шинкарев. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014.
8. Липатов, В. В. Механические приводы генераторов ТЭС: учебное пособие / В. В. Липатов, А. В. Кузнецов, В. И. Карпов. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2015.

9. Химичев, В. А. Механические приводы ТЭС: учебное пособие / В. А. Химичев, С. А. Гурьянов, А. А. Колесников. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013.

10. Смирнов, А. В. Механические приводы генераторов ТЭС: учебное пособие / А. В. Смирнов, В. И. Карпов, А. С. Шипилова. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018 1. Кочетков, А. А. Механические приводы ТЭС: учебник / А. А. Кочетков, В. В. Шинкарев. – М.: Энергоатомиздат, 2004.

Модернизация фрикционной компенсирующей предохранительной муфты

Студенты гр. 10403121 Волкорезов Н.С.,

гр. 10305220 Койра И.И.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.,

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Введение

Перед машиностроением стоят задачи значительного повышения качества выпускаемой продукции при непрерывном росте ее объема, а также создания новых конкурентоспособных образцов. Наиболее эффективным направлением в решении этих задач является улучшение эксплуатационных показателей комплектующих механизмов и устройств. Уже на стадии проектирования новых машин должна быть обеспечена их надежность, исключено отрицательное влияние работы передаточных механизмов (в том числе муфт) на технологический процесс Муфты, используемые во многих машинах и механизмах – ответственные узлы, часто определяющие надежность всего машинного агрегата. Стоимость муфты невелика по сравнению со стоимостью основного оборудования, однако выход из строя муфты увеличивает время простоя оборудования, что приводит к значительным материальным потерям.

Функции и назначение муфт:

- соединение валов;
- смягчение ударов, колебаний, демпфирование вибраций;
- компенсация осевых, угловых и продольных смещений;
- ограничение параметров передаваемого движения - скорости или крутящего момента.

– предохраняют и защищают оборудование от поломок и перегрузок, срабатывают, когда превышает заданный крутящий момент.

Теоретическое обоснование.

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент. Муфты подбирают по ГОСТу по большему диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту.

$$T_{\text{расч.}} = KT,$$

где K – коэффициент режима работы муфты,

T – передаваемый момент.

Наиболее слабые элементы выбранной муфты проверяют расчетом на прочность.

У фрикционных муфт должно обеспечиваться условие износостойкости рабочих поверхностей

$$p = 12T_p / \pi(D^2 - D_1^2) f z \leq [p]$$

где p – давление на рабочих поверхностях дисков,

$\pi(D^2 - D_1^2)/4$ - площадь кольцевой поверхности диска,

$[p]$ – допускаемое давление,

f – коэффициент трения,

z – число пар поверхностей трения.

Описание модернизации муфты

Весьма актуальной является задача по созданию и совершенствованию конструкций муфт.

Известна фрикционная компенсирующая предохранительная муфта (рис. 1), содержащая две полумуфты, каждая из которых состоит из ступицы, вилки, диска, жестко соединенных между собой, при чем каждый диск имеет центровые отверстия с расположенным в них осевым крепежным средством, состоящим из болта и гайки, под торцами которых установлены сферические шайбы [2].

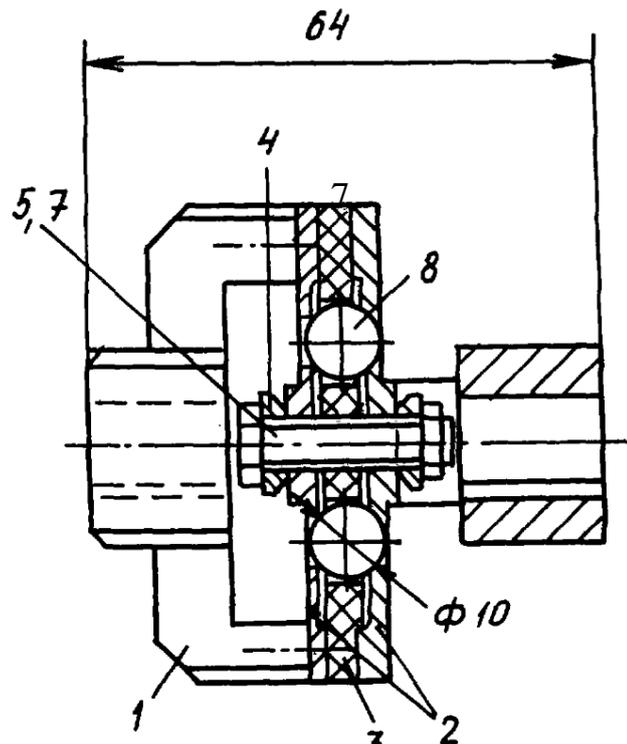


Рисунок 1. фрикционная компенсирующая предохранительная муфта (прототип): 1.- ступица, 2 – вилка, 3 – диск, 4 – шарик, 5 – сепаратор, 6 – болт, 7 – шайба, 8 – гайка.

Недостатком фрикционной компенсирующей предохранительной муфты является её низкая эксплуатационная надежность, так как при превышении предельного вращающего момента, на который она отрегулирована, шарики должны выйти из взаимодействия с внецентровыми отверстиями, а для этого им необходимо деформировать сжимающие их диски, что приведет к преждевременному выходы их из строя.

В предложенной конструкции фрикционной компенсирующей предохранительной муфты [3] под гайку осевого крепежного средства устанавливают тарельчатые пружины, создающие осевое усилие.

Модернизированная муфта (рис. 2) работает следующим образом:

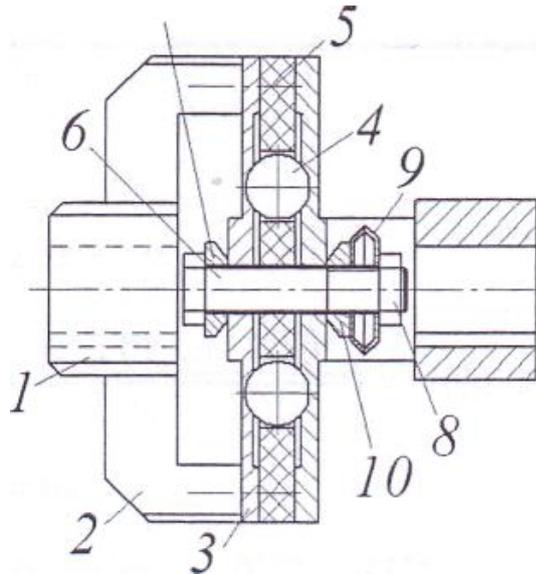


Рисунок 2. Фрикционная компенсирующая предохранительная муфта (модернизированная): 1 - ступица, 2 - вилка, 3 - диск, 4 - шарики, 5 – сепаратор, 6 - болт, 7 - сферическая шайба, 8 - гайка, 9 - тарельчатая пружина, 10 - сферическая шайба

Динамометрическим ключом устанавливают требуемую величину вращающего момента, при этом шарики 4 взаимодействуют с внецентровыми отверстиями дисков 3 и фиксируются сепаратором 5, тем самым обеспечивая передачу момента от одной полумуфты к другой. При превышении требуемой величины момента, шарики 4 выходят из взаимодействия с внецентровыми отверстиями дисков 3, при этом сжимая тарельчатую пружину 9. Передача вращающего момента прекращается, муфта работает как предохранительная. При снижении предельного вращающего момента до установленного, за счет усилия тарельчатой пружины 9 шарики 4 возвращаются во внецентровые отверстия и муфта продолжает передавать требуемую величину момента.

Вывод

Рассмотрены функции и назначение муфт, приведены основные расчетные формулы, представлено оригинальное конструкторское решение, позволяющее для фрикционной компенсирующей предохранительной муфты повысить ее эксплуатационную надежность, улучшить технологичность обслуживания, повысить долговечность и надежность ее работы, улучшить условия ее обслуживания и безопасность работы обслуживающего персонала, расширить эксплуатационные возможности;

Литература

1. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учебно-метод. Пособие / А.Т. Скойбеда и др. ; под общ. Ред. А.Т. Скойбеды. – Минск: ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.

2. Патент РФ №2289043, МПК Ф16Д7/02, 2006

3. Фрикционная компенсирующая предохранительная муфта : патент 15832 С2 Респ. Беларусь, МПК F 16D 3/14 / К.В. Сашко, Н.Н. Романюк, А.В. Горный, К.Ю. Гришан, К.М. Кудравец ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т.– № а 20090993 ; заявл. 06.07.2009 ; опубл. 30.04.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С.132.

Параметры шестеренчатого насоса нш-40

Студенты гр. 10706121 Розов Д.В., Семижон Е.Д.

Научный руководитель – Василёнок В.Д.,

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Шестеренные насосы относятся к категории объемных насосов прямого вытеснения. Шестерни насоса размыкаются на всасывающем патрубке, что создает вакуумное всасывание. Жидкость попадает в насос в пространстве между шестернями и корпусом насоса, затем шестерни смыкаются и жидкость выталкивается в напорный патрубок. Насос отлично справляется с высоковязкими жидкостями и создает ровный поток без пульсаций.

Основные узлы шестеренных электронасосов – корпус с предохранительным и разгрузочным клапанами, ведущая и ведомая шестерни. Насосная установка состоит из насоса, электродвигателя, соединительной муфты, защитного кожуха и общего основания – плиты или рамы. Жидкость перемещается в пространстве между зубьями и межзубными бороздами. При выходе шестерен из зацепления объём полостей увеличивается, за счет разрежения на входе в насос жидкость занимает межзубные камеры и переносится в нагнетательный патрубок.

Преимущества шестеренных насосов:

- высокая производительность, постоянная подача даже при износе ротора;
- возможность перекачивать слабо- и высоковязкие продукты;
- перенастройка для работы с материалами разной вязкости осевой регулировкой ротора;

- возможность модернизации заменой деталей (осевых уплотнений, крышки, корпуса, кожуха);
- безопасность, долговечность (срок службы до 15 лет), удобство обслуживания, относительно невысокая цена насосов Ш, НМШ

Шестеренные насосы используются для транспортирования и подачи:

- нефти, мазута, дизельного топлива, масел;
- лаков, красок, смол;
- высоковязких, быстро застывающих материалов (асфальта, гудрона, битумов, пеков, парафина);
- других продуктов, не содержащих механических примесей.

Насосы шестеренные Ш, НМШ, НМШГ и НМШФ эксплуатируются:

- в нефте- и горнодобывающей промышленности;
- на трубопроводах, транспортных терминалах;
- на нефтеперерабатывающих, нефтехимических, лакокрасочных, асфальтобетонных предприятиях;
- в металлургии, теплоэнергетике, машино- и судостроении, на морском и речном флоте;
- при строительстве сооружений и дорог;
- в фармацевтической, пищевой промышленности.

На основе шестеренных насосов Ш, НМШ, НМШГ и НМШФ выпускаются десятки марок насосных агрегатов для текучих продуктов разных типов. Вся серия НМШ может использоваться и как мазутные насосы.

Однако более подробно хотелось бы остановиться на насосах НШ-40 и их модификациях.

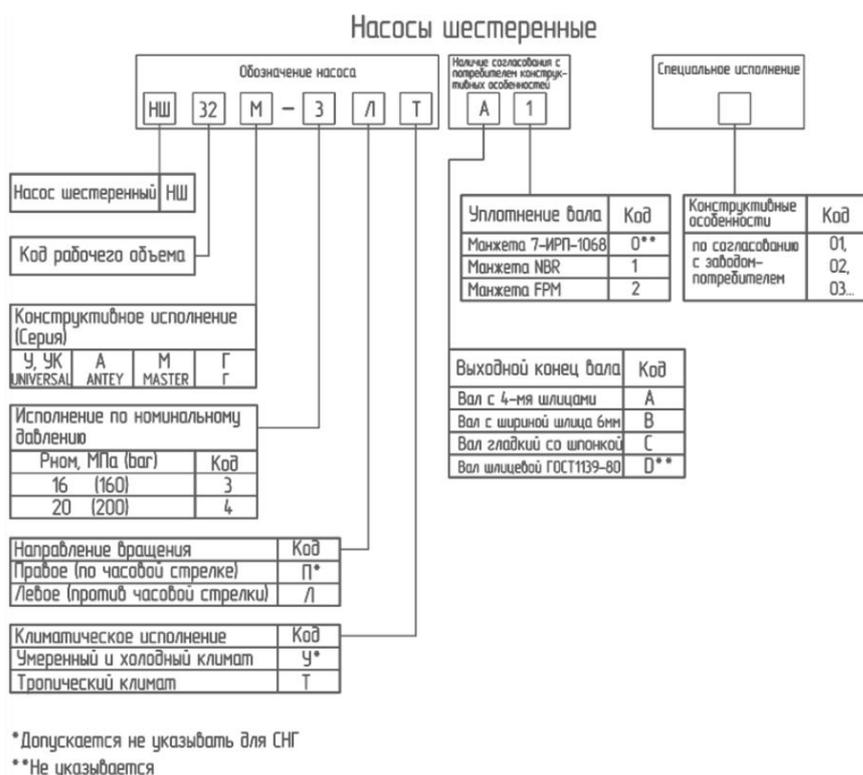


Рисунок 1. Условные обозначения шестеренных насосов НШ

Наиболее востребованными и популярными для насосов серии НШ-40 являются: НШ-40 М-4 и НШ-40 Д-4. Сравнение характеристик и параметров данных насосов видно в таблице 1:

Таблица 1. Сравнение основных параметров НШ-40 М-4 и НШ-40 Д-4

| Наименование параметра | Марка насоса НШ | |
|---|-----------------|-----------|
| | НШ-40 М-4 | НШ-40 Д-4 |
| Рабочий объем, см ³ | 40 | 40 |
| Номинальная частота вращения, с ⁻¹ | 40 | 40 |
| Номинальная подача, л/мин | 93,1 | 91,1 |
| Номинальное давление на выходе, Мпа | 20 | 20 |
| Максимальное давление на выходе, Мпа | 25 | 25 |
| Номинальная мощность, кВт | 35,8 | 38 |
| Масса, кг | 3,9 | 5,5 |

Как можно заметить, характеристики насосов почти не отличаются.

Насос шестеренный НШ 40 М-4 MASTER отличается высокой надежностью и продолжительным ресурсом, составляющим 2000 000 циклов, что в 2 раза выше показателей большинства выпускаемых на сегодняшний день шестеренчатых насосов. Высокий и стабильный КПД в течении всего срока службы, надёжность и долговечность достигнуты благодаря современным технологиям производства, что позволило обеспечить экономию топлива на работу гидросистемы до 7% в сравнении с обычными насосами. Небольшая масса насоса позволила значительно расширить область применения.

Насос НШ 40 М-4 MASTER разрабатывался для нагнетания минерального масла в гидравлических системах различных механизмов, машин, тракторов, погрузчиков, агрегатах сельскохозяйственной, строительной, дорожной, лесной, коммунальной техники. По габаритным и установочным размерам серия полностью взаимозаменяема с насосами аналогичных габаритов и типов других производителей. Особенно эффективно использование насосов этой марки на машинах со стесненными габаритами в зоне установки. Насос крепится на валу отбора мощности, крутящий момент передается при помощи шлицевого соединения вала насоса и вала отбора мощности, или приводного устройства иного типа. Возможно, также, применение насосов в различных стационарных установках с приводом от электродвигателей различных типов.

Насос шестеренный НШ 40 М-4 MASTER четвертого исполнения, по давлению аналогичен европейским и подходит для гидравлических систем с давлением до 25 МПа. В его конструкцию заложены современные наработки в области мирового насосостроения. Применены металлофторопластовые втулки, латунные компенсаторы, изготовленные из специальной антифрикционной латуни. Компенсаторы позволяют обеспечить двусторонний поджим и компенсацию торцевого износа.

Металлофторопластовые подшипники размещены в корпусе и крышке насоса, благодаря чему стало возможным отказаться от втулочной конструкции и уменьшить количество деталей изделия, что значительно повысило надежность.

В свою очередь НШ-40 Д-4 применяются в гидросистемах различной спецтехники:

- в дорожно-строительной
- коммунальной технике с гидрооборудованием

- сельскохозяйственной технике на базе ДЗ-98 / ДЗ-180
- спецтехнике на базе КАМАЗ / МАЗ / УРАЛ / ГАЗ / ЗИЛ / САЗ / БЕЛАЗ
- тракторах К-700 / К-701 / К-702 / К-700А / К-702МА / К-703 / К-744
- а также в гидравлических системах различных механизмов.

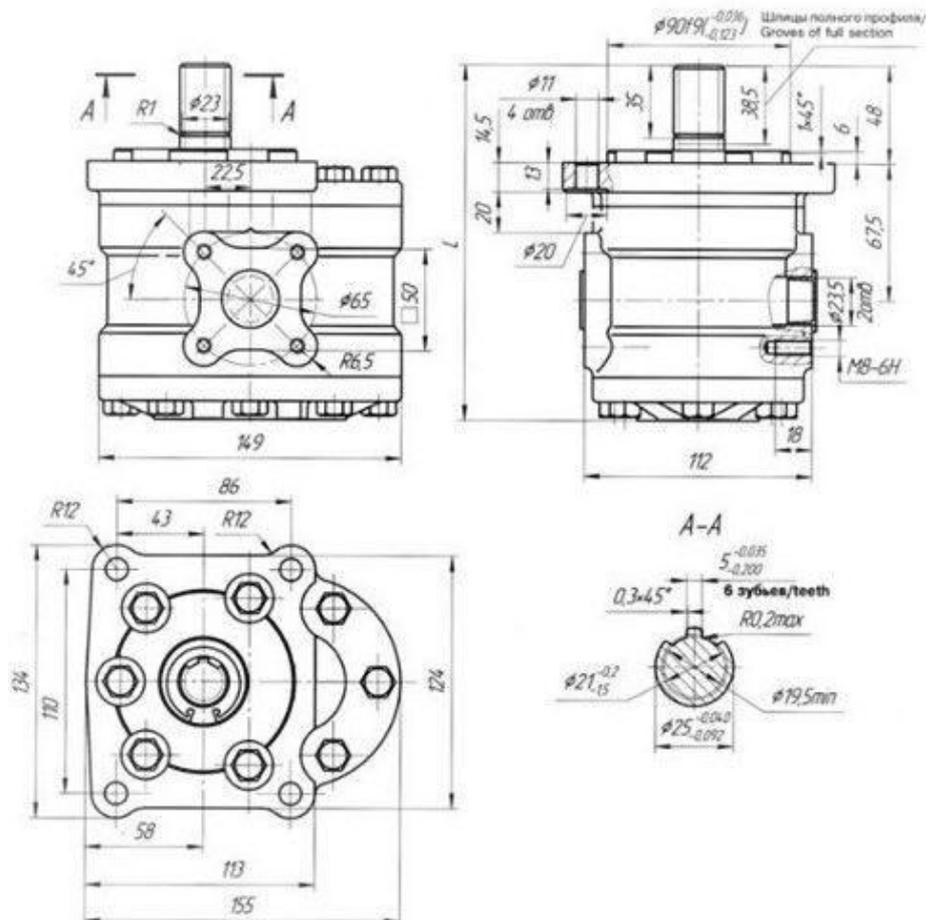


Рисунок 2. Габаритный чертеж насоса НШ-40 Д-4

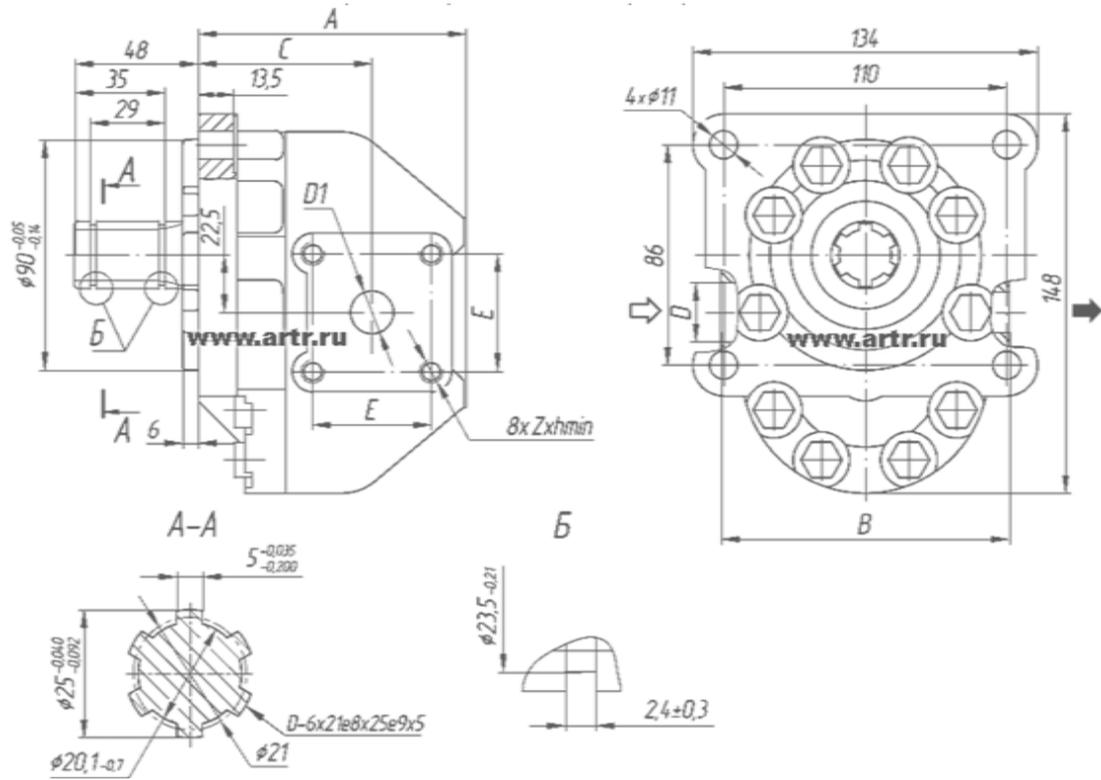


Рисунок 3. Габаритный чертеж насоса НШ-40 М-4



Рисунок 4. Насос шестеренчатый НШ-40 на кафедре «Детали машин»



Рисунок 5. Насос шестеренчатый НШ-40 в разборе

Литература

1. Насос НШ-40 Д-4 (правый). // Авторитет Запчасть. [Электронный ресурс]. URL: <https://tdavzip.ru/magazin/product/nasos-nsh-40-d-4-pravyj>(дата обращения 18.05.2023).
2. НШ-40 М-4. // АрмаТрейд. [Электронный ресурс]. URL: https://www.artr.ru/Gidravlik/Gidravlik_pumps/nsh/nsh_m_40_4_master.htm (дата обращения 18.05.2023).
3. НШ-40 М-4 (правого вращения). // ГидроСтандарт. [Электронный ресурс]. URL: <https://hidrostandart.com.ua/p/1302276618-nasos-shesterennyu-nsh-40-m-4-pravogo-vrashcheniya-usilennyu/>(дата обращения 18.05.2023).
4. НШ-40.// Насос-Центр. [Электронный ресурс]. URL: <https://nasoscentr.ru/catalog/nasos-sh-40-4-19-5-4-1.html?oid=10125>(дата обращения 18.05.2023).

Расчёт производительности шестерёнчатых насосов

Студенты гр. 10706121 Розов Д.В., Семижон Е.Д.

Научный руководитель – Василёнок В.Д.,

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Описание и принцип работы шестеренчатых насосов.

Шестеренный насос относится к категории объемных насосов прямого вытеснения. Шестерни насоса размыкаются на всасывающем патрубке, что

создает вакуумное всасывание. Жидкость попадает в насос в пространстве между шестернями и корпусом насоса, затем шестерни смыкаются и жидкость выталкивается в напорный патрубок. Насос отлично справляется с высоковязкими жидкостями и создает ровный поток без пульсаций. Популярность таких насосов обусловлена тем, что они имеют простую, надежную конструкцию и относительно невысокую стоимость.

Шестеренчатые насосы бывают двух основных исполнений: внешнего зацепления и внутреннего зацепления:

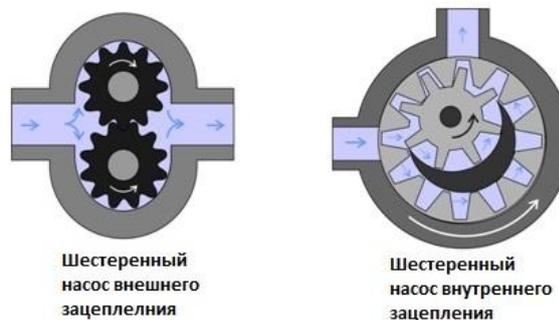


Рисунок 1. Виды шестеренчатых насосов

Конструктивное устройство и основные марки шестеренчатых насосов.

Основными и самыми популярными являются насосы НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-100), которые представляют собой шестеренные насосы для использования в машиностроительных системах с целью нагнетания рабочей жидкости в гидравлические системы приводов машин и других видов техники (автомобильной, тракторной, сельскохозяйственной, строительно-дорожной, коммунальной и др.).

Насос НШ крепят на валу отбора мощности, передача крутящего момента происходит с помощью шлицевого соединения валов насоса и отбора мощности.

Сам шестеренный насос НШ состоит из корпуса, ведущего и ведомого ротора, втулок опорных, резиновых манжет, уплотнительных колец, крышек передней и задней, болтов с пружинными шайбами.

Приводной вал насоса НШ выходит из отверстия, расположенного в передней крышке, уплотнение его манжетное. Ведущий ротор маслонасоса НШ имеет удлиненный шлицевой конец вала.

Как правило, электродвигатели для привода насоса не используются.

Таблица 1. Параметры и технические показатели насосов НШ

| Наименование параметра | Марка насоса НШ | | | |
|---|-----------------|-------|-------|--------|
| | НШ-10 | НШ-32 | НШ-50 | НШ-100 |
| Рабочий объем, см ³ | 10 | 32 | 50 | 100 |
| Номинальная частота вращения, с ⁻¹ | 40 | 40 | 50 | 32 |
| Номинальная подача, л/мин | 21,0 | 68,6 | 107,2 | 173,4 |
| Номинальное давление на выходе, Мпа | 16 | 16 | 16 | 16 |
| Максимальное давление на выходе, Мпа | 21 | 21 | 21 | 21 |
| Вязкость рабочей жидкости, мм ² /с | 30-70 | 30-70 | 55-70 | 30-70 |
| Температура рабочей жидкости, °С | 0-80 | 0-80 | 0-80 | 0-80 |
| Коэффициент подачи, не менее | 0,92 | 0,94 | 0,94 | 0,95 |
| Количество шлицов вала, шт. | 6 (4) | 6 | 6 | 6 |
| Номинальная мощность, кВт | 8,6 | 26,6 | 41,5 | 66,4 |
| Масса, кг | 1,99 | 5,1 | 5,2 | 16,5 |

Достоинства, недостатки и применение шестеренчатых насосов.

Уровень производительности шестеренчатых насосов высокий, благодаря следующим преимуществам: простота устройства, компактность, надежность, минимальные требования к очистке и отсутствие необходимости смазки.

Преимущества простоты устройства заключается в том, что поломки возникают редко, а значит не придется дополнительно на это тратить деньги. Это также предусматривает вероятность простоя. Преимущество легкости конструкции позволяет оператору самостоятельно решать большинство поломок. Для многих предпринимателей важна компактность агрегата, поскольку не всегда есть возможность разместить их комфортно. Горизонтальные модели удобнее операторы в работе, поскольку проще отрегулировать поломки и неисправности, а также проверить корректность работы. Тогда как вертикальные могут выполнять ту же задачу, но не

занимая при этом много места. Смазывать такие комплектующие не нужно, поскольку роль такого компонента выполняет рабочая жидкость.

Но такие насосы могут иметь и недостатки — не регулируется рабочий объем. Также они не способны функционировать при высоких давлениях. Чтобы шестеренные насосы работали действительно долгое время, важно обратить внимание на требования к материалам, из которых они произведены.

Насос НШ 10 используется для гидросистем рулевого управления погрузчиков, тракторов, экскаваторов на базе тракторов класса 1,4 тс, автогрейдеров, кормо- и свеклоуборочных комбайнов, для основных гидросистем тракторов класса до 0,6 тс. Насос НШ-10 имеет минимальную массу и габаритные размеры.

Насос НШ 32 используется для основных гидросистем комбайнов, автопогрузчиков, тракторов, грузовых автомобилей. Насос НШ-32 применяется в гидросистемах колесных тракторов класса 3 тс.

Насос НШ 50 применяется в гидросистемах тракторов, автогрейдеров, погрузчиков, автоскреперов и лесозаготовительной техники. Насос НШ-50 может использоваться в гидросистеме опрокидывающих устройств самосвалов грузоподъемностью 10-28.

Насос НШ 100 используется для гидросистем навесного оборудования тракторов с классом 5-35 тс, для основных и рулевых систем экскаваторов, карьерных большегрузных самосвалов, вилочных и фронтальных погрузчиков. Насос НШ-100 работоспособен при низком качестве рабочей жидкости и недостаточной фильтрации.

Вывод основной формулы производительности.

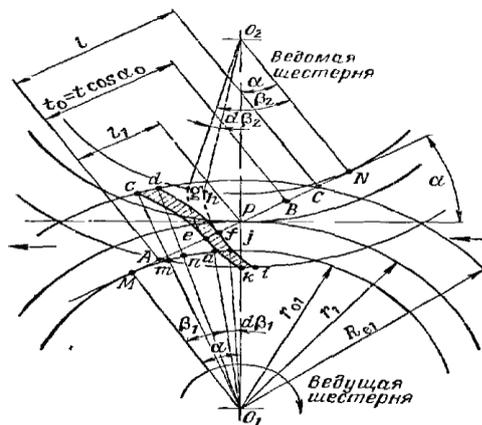


Рисунок 2. Чертеж для вывода формулы теоретической производительности НШ

Подача насоса dq за бесконечно малый промежуток времени dt может быть найдена путем определения объема жидкости, вытесняемой соприкасающимися профилями зубьев сцепляющихся шестерен за тот же элемент времени.

За исходное положение выбран момент времени, при котором профили зубьев касаются в точке e (рис. 2), расположенной от полюса зацепления P на расстоянии $Pe = -x$ (условимся считать положительным вправо от полюса).

При этом положение профиля ведущего колеса sea характеризуется углом β_1 , а положение профиля ведомого колеса keg – углом β_2 .

При повороте шестерен на бесконечно малый угол $d\beta$ профиль ведущей шестерни примет положение dfi , а профиль ведомой – ifh , и зацепление их произойдет в точке f , находящейся от точки e на расстоянии dx .

Объем вытесненной за время dt жидкости равен произведению заштрихованной площади между кривыми $seki$ и dfi на ширину зуба b :

$$dq = (dS_{cdef} + dS_{ejki})b = (dS_1 + dS_2)b.$$

Но площадь $dS_1 = dS_{cdef}$ можно рассматривать как разность площадей $dS_3 = dS_{ajed}$ и $dS_4 = dS_{ajef}$:

$$dS_1 = dS_3 - dS_4.$$

Площадь $dS_3 = dS_{ajed}$ равна площади dS_{cdmn} и равна по величине

$$dS_3 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2}.$$

Площадь $dS_4 = dS_{ajef}$ согласно первому свойству эвольвенты равна

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} [(\beta_1 + d\beta)^3 - \beta_1^3],$$

так как она равна разности площадей Mfi и Mea , ограниченных касательными Mei и Mf , дугами основной окружности Ma и Mj эвольвентами ea с углом β_1 и if с углом $(\beta_1 + d\beta_1)$.

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_4 = \frac{r_0^2}{6} \cdot 3\beta_1^2 \cdot d\beta = \frac{r_0^2\beta_1^2}{2} \cdot d\beta.$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS_1 = \left(\frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2\beta_1^2}{2} \right) d\beta.$$

Площадь $dS_2 = dS_{efki}$ также найдем как разность площадей $dS_5 = dS_{klgh}$ и $dS_6 = dS_{efgh}$:

$$dS_2 = dS_5 - dS_6.$$

Площадь $dS_5 = dS_{klgh}$ аналогично предыдущему равна

$$dS_5 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2},$$

а площадь $dS_6 = dS_{efgh}$ равна

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} [\beta_2^3 - (\beta_2 - d\beta)^3].$$

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{6} \cdot 3\beta_2^2 \cdot d\beta = \frac{r_0^2\beta_2^2}{2} \cdot d\beta.$$

Зависимость между углами β_1 и β_2 можно найти из следующего:

Длина линии зацепления

$$MN = Me + Ne = Ma + Ng = r_0\beta_1 + r_0\beta_2 = r_0(\beta_1 + \beta_2);$$

$$MN = 2r_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha,$$

следовательно:

$$r_0(\beta_1 + \beta_2) = 2r_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha,$$

откуда

$$\beta_2 = \operatorname{tg}\alpha - \beta_1.$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS_6 = \frac{r_0^2}{2} (4\operatorname{tg}^2\alpha - 4\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \beta_1^2)d\beta,$$

$$dS_2 = \left[\frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2}{2} (4\operatorname{tg}^2\alpha - 4\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \beta_1^2) \right] d\beta.$$

Суммируя найденные площади dS_1 и dS_2 и подставляя их в выражение для dq , найдем формулу

$$dq = b[R_e^2 - r_0^2 - r_0^2(\beta_1^2 - 2\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + 2\operatorname{tg}^2\alpha)]d\beta.$$

Упростим эту формулу:

$$dq = b[R_e^2 - r_0^2(1 + \operatorname{tg}^2\alpha) - r_0^2(\beta_1^2 - 2\operatorname{tg}\alpha\beta_1 + \operatorname{tg}^2\alpha)]d\beta$$

или

$$dq = b \left[R_e^2 - \frac{r_0^2}{\cos^2\alpha} - r_0^2(\beta_1 - \operatorname{tg}\alpha)^2 \right] d\beta.$$

но так как $\frac{r_0^2}{\cos^2\alpha} = r_0^2$ – радиусу начальной окружности $r_0\beta_1 = U Ma$, т. е. длине касательной Me , $r_0 \operatorname{tg}\alpha = MP$. Следовательно:

$$r_0 \operatorname{tg}\alpha - r_0\beta_1 = r_0(\operatorname{tg}\alpha - \beta_1) = MP - Me = Pe = -x,$$

откуда

$$x = r_0(\operatorname{tg}\alpha - \beta_1); dx = r_0 d\beta; d\beta = \frac{dx}{r_0}.$$

Подставляя найденные значения x и $d\beta$ в уравнение, получим

$$dq = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx.$$

Для определения закона изменения подачи от начала до конца зацепления пары зубьев необходимо найти мгновенную подачу $\frac{dq}{dt}$.

Заменяя в уравнении $\frac{dx}{r_0}$ через $d\beta$, а $d\beta$ через ωdt , получим

$$dq = b(R_e^2 - r^2 - x^2)\omega dt$$

или

$$q_x = \frac{dq}{dt} = b\omega(R_e^2 - r^2 - x^2).$$

Из этой формулы видно, что максимальная подача имеет место при $x = 0$, т. е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача будет убывать по параболическому закону.

Для определения подачи одной пары зубьев и насоса в целом необходимо перейти к интегрированию уравнения выше.

Рассмотрим, каковы должны быть пределы интегрирования.

Зацепление любой пары зубьев начинается в точке A пересечения окружности выступов ведомой шестерни с линией зацепления и кончается в точке C (рис. 2). Но в момент, когда зацепление рассматриваемой пары зубьев приходит в точку B , т. е. на расстояние от начала зацепления AB , равное t_0 – основному шагу, вторая пара зубьев начинает вступать в зацепление в точке A и запирает объем жидкости.

Этот запертый объем при дальнейшем повороте сначала уменьшается, так что в этой зоне создается повышенное давление, а затем увеличивается.

Вопрос об изменении этого объема и мерах, которые могут быть приняты для устранения вредного действия на оси шестерен и подшипники резкого повышения давления запираемой жидкости, освещен ниже.

Если конструкция насоса не предусматривает никаких разгрузочных устройств, то в период уменьшения запертого объема и повышения в нем давления, произойдет утечка жидкости через зазоры.

Если конструкция насоса предусматривает разгрузочные устройства путем соединения замкнутой полости с линией всасывания, то произойдет тот же эффект, т. е. за период зацепления пары зубьев от точки В до точки С будет происходить перетекание жидкости в полость всасывания.

В этих случаях эффективная работа пары зубьев происходит за период зацепления ее от точки А до точки В, т. е. от начала ее зацепления до начала зацепления следующей пары.

Обозначив длину рабочего участка линии зацепления АС через t , получим пределы интегрирования

$$AP = -\frac{t}{2} \text{ и } PB = t_0 - \frac{t}{2}.$$

Следовательно, подача каждой пары

$$q = \frac{b}{r_0} \int_{-\frac{t}{2}}^{t_0 - \frac{t}{2}} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx;$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) \left(t_0 - \frac{t}{2} + \frac{t}{2} \right) - \frac{1}{3} \left[\left(t_0 - \frac{t}{2} \right)^3 + \left(\frac{t}{2} \right)^3 \right] \right\};$$

$$q = \frac{b}{r_0} \left\{ (R_e^2 - r^2) t_0 - \frac{t_0^3}{12} \left[4 - \frac{6t}{t_0} + 3 \left(\frac{t}{t_0} \right)^2 \right] \right\};$$

Но так как отношение $\frac{t}{t_0}$ есть степень перекрытия ε , то

$$q = \frac{bt_0}{r_0} \left[R_e^2 - r^2 - (4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2) \frac{t_0^2}{12} \right].$$

Учитывая, что $t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$, имеем

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right),$$

где k – коэффициент, выражающийся следующей зависимостью:

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

Переходя к определению теоретической производительности насоса в л/мин, надо q умножить на z и n , а так как R_e , r , t_0 и b выражены в мм, то q надо еще умножить на 10^{-6} . Следовательно:

$$Q_T = 2\pi b n \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Данная формула является общей формулой, справедливой для любой пары шестерен эвольвентного профиля.

Для шестерен с нормальным некорригированным зубом, имеющим высоту головки, равную модулю m (коэффициент высоты зуба $f = 1$):

$$R_e = \frac{m(z+2)}{2}; r = \frac{mz}{2}; t_0 = m \cos \alpha_0.$$

Для таких шестерен формула принимает такой вид:

$$Q_T = 2\pi b n m^2 \left(z + 1 - k \frac{m^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{L}{\text{МИН}} \right].$$

Так как для рассматриваемого нами в дальнейшем диапазоне z от 8 до 14 среднее значение k близко к 1,2, то данные формулы могут быть упрощены и принимают следующий вид:

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[\frac{L}{\text{МИН}} \right];$$

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[\frac{L}{\text{МИН}} \right].$$

Этими формулами следует пользоваться при расчетах шестеренных насосов, не имеющих конструктивных устройств, обеспечивающих полное использование запираемой полости. Как указано ниже, последней формулой можно пользоваться не только для шестерен с некорригированным зубом при $f = 1$, но и для шестерен, имеющих профиль зуба, корригированный по предлагаемому методу, при этом в формулу наодрессто z подставить число, на единицу больше действительного числа зубьев.

Вывод формулы максимальной производительности.

Максимально возможную теоретическую производительность шестеренного насоса найдем, если к производительности пары зубьев добавим вытесняемый на линию нагнетания объем, запираемый каждой парой зубьев.

Ранее была получена формула для определения подачи пары зубьев

$$q = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} \right),$$

где

$$k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2.$$

К этой величине следует добавить вытесняемый одной парой зубьев объем, определяемый формулой

$$q_B = \frac{bt_0^3}{4r_0}(\varepsilon - 1)^2.$$

Или, подставляя в эту формулу $t_0 = \frac{2\pi r_0}{z}$, получим

$$q_B = \frac{2\pi b}{z} \cdot \frac{bt_0^2}{4}(\varepsilon - 1)^2.$$

Складывая q и q_B , получим максимально возможную подачу парой зубьев

$$q_{\Pi} = q + q_B = \frac{2\pi b}{z} \left[R_e^2 - r^2 - k \frac{t_0^2}{12} + \frac{t_0^2}{4}(\varepsilon - 1)^2 \right].$$

Или, подставляя вместо k его значение, получим

$$q_{\Pi} = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right).$$

Умножив полученное значение q_{Π} на z и n , найдем теоретическую производительность шестеренного насоса в случае полного использования защемленного объема:

$$Q_{\Pi} = \frac{2\pi b}{z} \left(R_e^2 - r^2 - \frac{t_0^2}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Тот же результат получили бы, если на участке зацепления первой пары зубьев от точки В до точки Е добавили разность между объемом, нагнетаемым этой парой, и объемом, нагнетаемым за этот период новой парой от точки А до точки D.

Вывод.

Как итог, мы получили следующие формулы производительности шестеренчатых насосов:

$$Q_T = 2\pi b n m^2 \left(z + 1 - k \frac{m^2 \cos^2 \alpha_0}{12} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

$$Q_T = 2\pi b n (R_e^2 - r^2 - m^2 \cos^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right];$$

$$Q_T = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_0) \cdot 10^{-6} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Из данных формул можно понять, что производительность шестеренчатых насосов в первую очередь зависит от:

Числа оборотов ротора насоса в минуту;

Модуля зубчатых колёс;

Ширины зубчатого венца;

Числа зубьев зубчатых колёс;

Диаметра основной окружности;
Диаметра окружности головок;
Угла зацепления основной рейки.

Литература

1. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и расчет. – Москва: Машиностроение, 1964. – 237 с.
2. Насосы НШ. // ПромКомплектЦентр. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.promkomplektcentr.ru/catalog/nasosy-i-nasosnoe-oborudovanie/nasosy-shesterenchatye/nasos-nsh-shesterennyu-maslonasos-dlya-gidravlicheskih-sistem> (дата обращения 17.05.2023).
3. Шестеренчатые насосы для общего применения и тяжелых условий эксплуатации// ТЕХНО-ГРУПП. [Электронный ресурс]. URL: <https://tehno-grupp.com/katalog/nasosy-po-tipu/shesterennyye-nasosy> (дата обращения 17.05.2023).

Применение общих теорем динамики к силовому расчету механизмов

Студент гр. 10403121 Маршалковский Р.С.

Научный руководитель – доцент Дубовская Е.М.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

В теории механизмов и машин для силового исследования механизмов традиционно используется метод кинетостатики, основанный на принципе Даламбера [1, 2]. Однако использование этого метода приводит к тому, что такие действенные методы исследования, как общие теоремы динамики, не находят применения в курсе теории механизмов и машин. В статье показано, как можно применить эти теоремы для силового расчета рычажного механизма (рис. 1).

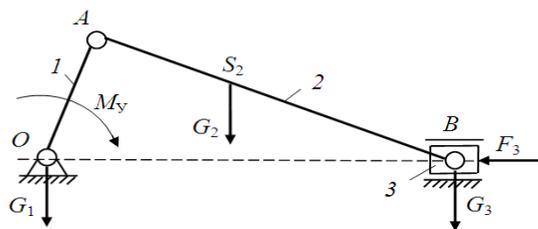


Рисунок 1. Схема кривошипно-ползунного механизма.

Силовой расчет можно выполнить только для статически определимых кинематических цепей. Такими кинематическими цепями являются группы Ассура (рис. 2).

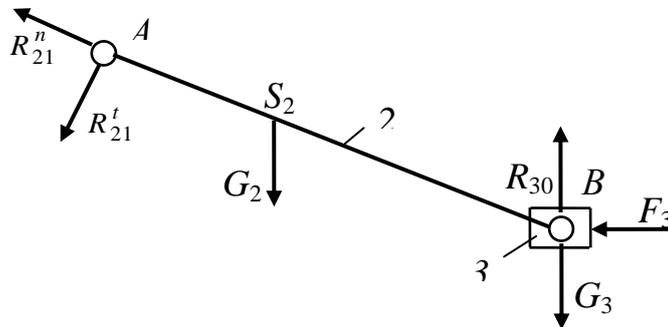


Рисунок 2. Схема сил, действующих на группу Ассура.

Если на основании теоремы о движении центра масс записать соответствующие выражения для звеньев 2 и 3, а затем их сложить, то получим

$$m_2 \bar{a}_{S_2} + m_3 \bar{a}_B = \bar{R}_{21}^n + \bar{R}_{21}^t + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{F}_3 + \bar{R}_{30} \quad (1)$$

В уравнении (1) векторы $m_2 \bar{a}_{S_2}$ и $m_3 \bar{a}_B$ известны, так как движение звеньев считается заданным, а также известны и внешние силы \bar{G}_2 , \bar{G}_3 , \bar{F}_3 . Составляющую \bar{R}_{21}^t можно определить, если воспользоваться теоремой об изменении кинетического момента звена 2 относительно точки B:

$$\frac{d\bar{K}_B}{dt} = M_B \overbrace{(\bar{G}_2)}^{\curvearrowright} \overbrace{+ M_B (\bar{R}_{21}^t)}^{\curvearrowleft}, \quad (2)$$

где $\bar{K}_B = \bar{K}_{S_2} + \bar{l}_{BS_2} \times m_2 \bar{V}_{S_2}$,

причем $\bar{K}_{S_2} = I_{S_2} \bar{\omega}_2$.

В результате из уравнения (2) получим

$$\bar{R}_{21}^t = \frac{m_2 l_{BS_2} a_{S_2} \sin \overbrace{(\angle_{BS_2, \bar{a}_{S_2}})}^{\curvearrowright} \overbrace{+ I_{S_2} \varepsilon_2}^{\curvearrowleft} - M_B \overbrace{(\bar{G}_2)}^{\curvearrowright}}{l_{AB}}$$

Затем путем построения плана сил можно найти \bar{R}_{21}^n , \bar{R}_{21} и \bar{R}_{30} .

Далее, рассматривая начальное звено (рис. 3), уравновешивающий момент M_v на звене 1 можно определить из дифференциального уравнения вращения звена вокруг оси O:

$$I_O \frac{d\omega_1}{dt} = \sum M_O.$$



Рисунок 3. Схема сил, действующих на начальное звено.

Реакция \bar{R}_{10} в кинематической паре O находится из уравнения движения центра масс звена 1.

Таким образом, в силовом исследовании механизмов, наравне с традиционным методом кинестатики, основанным на принципе Даламбера, можно эффективно использовать общие теоремы динамики.

Литература

1. Филонов, И.П. Теория механизмов, машин и манипуляторов / И.П. Филонов, П.П. Анципорович, В.К. Акулич. – Минск: Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.
2. Теория механизмов и механика машин / К. В. Фролов [и др.]; под редакцией К. В. Фролова. – 5-е изд. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов зубчатого зацепления

Студент гр. 10604121 Ксенжик Д.

Научный руководитель – доцент Протасеня О. Н.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

В планетарно-кривошипных зубчатых механизмах с эвольвентным зацеплением в контакте находятся до 2/3 числа зубьев сателлита, что позволяет без поломок длительное время выдерживать большие ударные и пиковые нагрузки. Принцип работы зацепления и отработанная технология изготовления гарантируют 20000 часов непрерывной работы при постоянной

нагрузке с вероятностью безотказной работы 90%. При односменной работе с постоянной нагрузкой расчетная долговечность - 15 лет. Два сателлита, расположенных оппозитно, полностью уравнивают инерционные нагрузки. Многопарность зацепления обеспечивает плавность хода, отсутствие вибраций и уровень шума в пределах 65...70 дБ. К недостаткам данных механизмов можно отнести высокие требования к точности изготовления всех звеньев, что приводит к усложнению технологических процессов и, соответственно, повышению себестоимости передачи.

На рис. 1 представлен планетарно-кривошипный механизм с эвольвентным зацеплением.

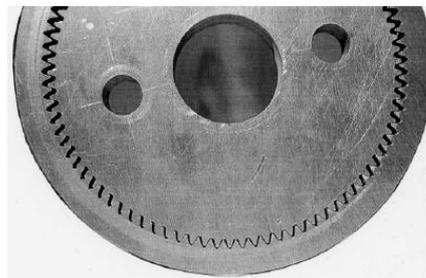


Рисунок 1. Планетарно-кривошипный зубчатый механизм:

Планетарно-кривошипные зубчатые механизмы с эвольвентным зацеплением применяют в различных отраслях промышленности, там, где требуется обеспечить максимальный вращающий момент при минимальных габаритах и массе привода, высокую надёжность и долговечность. Типичным является использование их в машиностроении, химическом машиностроении, судостроении, пищевой и лесной промышленности, горнодобывающей и деревообрабатывающей промышленности, на кирпичных и керамических заводах, металлургических комбинатах и в разнообразном технологическом транспорте.

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов основана на кинематической теории классических планетарных механизмов [1].

Передаточное отношение $i_{пл}$ трехзвенного планетарного механизма с одновенцовым сателлитом (рис. 2) зависит от статуса основного звена *водила* –*h* (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

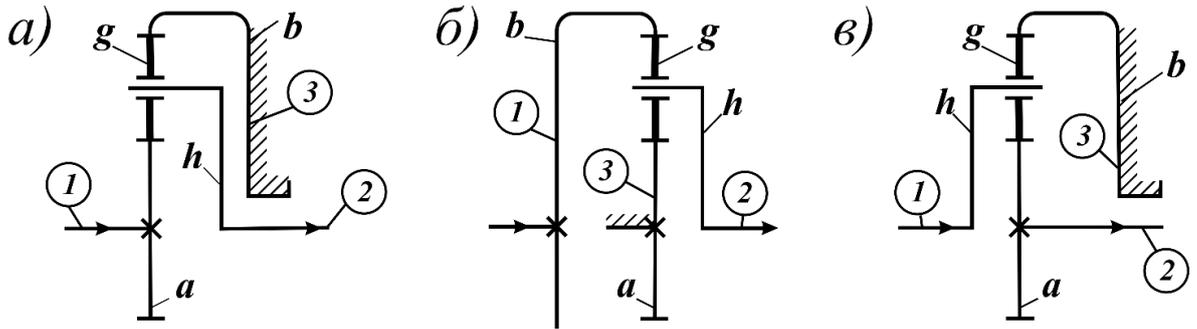


Рисунок 2. Схемы планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами: а) с ведущим солнечным колесом a , б) с ведущим эпициклическим колесом b , в) с ведущим водилом h

Для раскрытия функции составим *матрицу расчетных формул* для трехзвенных планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами:

$$i_{\text{пл}} = f \ i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \pm z_2/z_1 ; \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \pm z_3/z_1 ; \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \pm z_3/z_2} . \end{cases} \quad (1)$$

Для трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами (рис. 3) передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (1) с учетом двухвенцового сателлитного блока.

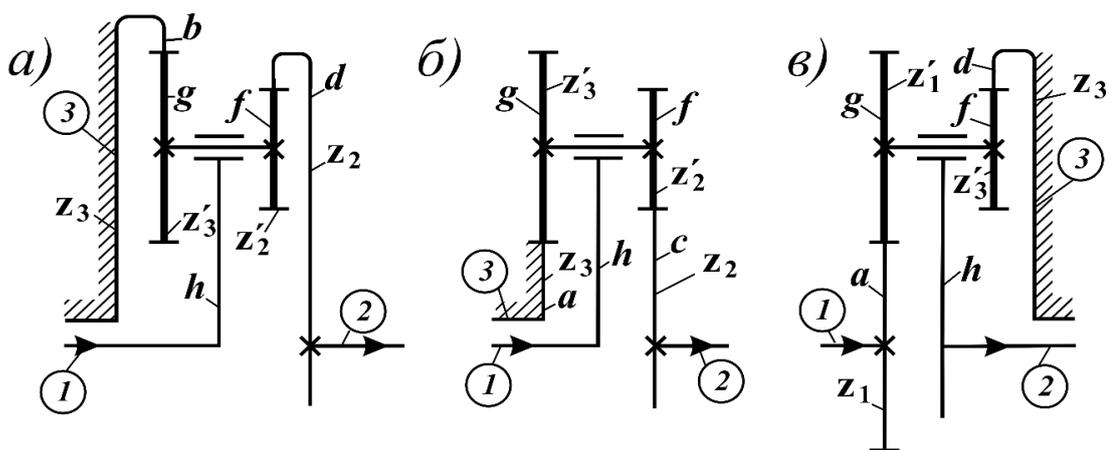


Рисунок 3. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами: а) внутреннего, б) наружного, в) смешанного зацепления

$$i_{\text{пл}} = f \quad i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2' \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3' \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3' \cdot z_2} \right)}. \end{cases} \quad (2)$$

В (1,2) приняты обозначения: индексы 1, 2, 3 – ведущее, ведомое, остановленное звенья; z_1', z_2', z_3' – числа зубьев сателлитов, находящихся непосредственно в зацеплении с центральными колесами z_1, z_2, z_3 .

Для зацепления $a-g-b$ дифференциального и планетарного механизмов справедливы следующие равенства взаимозависимости частот вращения звеньев:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h \cdot n_b + i_{ah}^b \cdot n_h; & n_g &= i_{gb}^h \cdot n_b + i_{gh}^b \cdot n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h \cdot n_a + i_{bh}^a \cdot n_h; & n_g &= i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h; \\ n_h &= i_{ha}^b \cdot n_a + i_{hb}^a \cdot n_b; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Относительная частота вращения сателлитов планетарных механизмов с учетом наличия остановленных звеньев определяется по формуле:

$$n_g - n_h = \begin{cases} n_h \left(\frac{z_a}{z_g} \right), & \text{при } n_a = 0; \\ -n_h \left(\frac{z_b}{z_g} \right), & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма (рис.4) при неподвижном эпициклическом колесе b и ведущем водиле h (кривошип или эксцентрик), что характерно для большинства случаев применения данных механизмов, с учетом формул (1) принимает вид:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = \frac{1}{i_{gh}^b} = \frac{1}{1 - i_{gb}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_b}{z_g}} = \frac{1}{\frac{z_g - z_b}{z_g}} = \frac{z_g}{z_g - z_b} = -\frac{z_g}{z_b - z_g};$$

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g}, \quad (5)$$

где: z_b, z_g – числа зубьев эпициклического колеса b и сателлита g .

При неподвижном сателлите g :

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{1}{i_{bh}^g} = \frac{1}{1 - i_{bg}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_g}{z_b}} = \frac{1}{\frac{z_b - z_g}{z_b}} = \frac{z_b}{z_b - z_g};$$

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g}. \quad (6)$$

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис. 4) планетарно-кривошипного механизма с одновенцовым сателлитом.

Сателлит g связан с выходным валом 2 двойной шарнирной муфтой с передаточным отношением, равным $+1$ (угловая скорость сателлита g равна угловой скорости выходного вала 2).

$$n_{\text{вх}} = n_h = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 40; \quad z_b = 42.$$

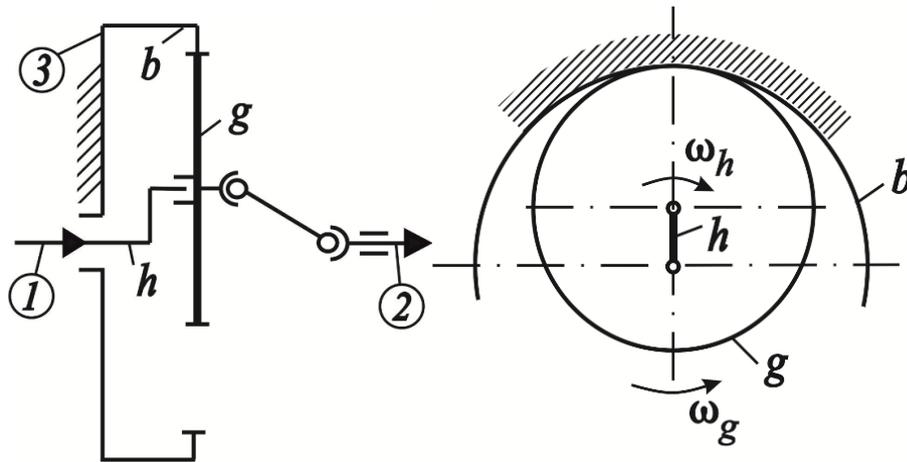


Рисунок 4. Схема планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним одновенцовым сателлитом

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{40}{42 - 40} = -20.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-20} = -50 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{42}{40} = -1050 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис.5) планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним двухвенцовым сателлитом.

$$n_{\text{ВХ}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_b = 42; \quad z_d = 35; \quad z_g = 40; \quad z_f = 33.$$

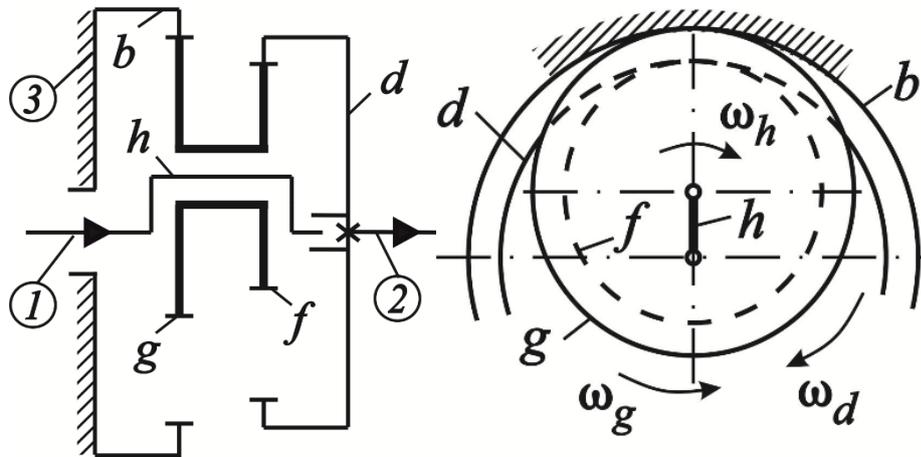


Рисунок 5. Схема планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним двухвенцовым сателлитом

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, h, d, g, f .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hd}^b = \frac{1}{i_{dh}^b} = \frac{1}{1 - i_{db}^h} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_b \cdot z_f}{z_g \cdot z_d} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{42 \cdot 33}{40 \cdot 35}} = 100.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_d = n_h \cdot i_{dh}^b = \frac{n_h}{i_{hd}^b} = \frac{2000}{100} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = n_f - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -2000 \frac{42}{40} = -2100 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет (рис.6) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма с **неподвижным** общим водилом (**планетарно-шатунный механизм**).

Вращающий момент через входной вал **1** передается на солнечное колесо **a** трехзвенного планетарного механизма (первая ступень редуцирования) и далее на сателлиты **g** и жестко связанные с ними параллельные кривошипы **h'**, являющиеся ведущим звеном сателлита **f** планетарно-кривошипного механизма (вторая ступень редуцирования). Сателлит **f** и параллельные кривошипы **h'**, осуществляя **поступательное круговое движение**, передают вращение на эпициклическое колесо **d** и связанный с ним выходной вал **2**.

$$n_{\text{ВХ}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_g = 36; z_f = 72; z_d = 75.$$

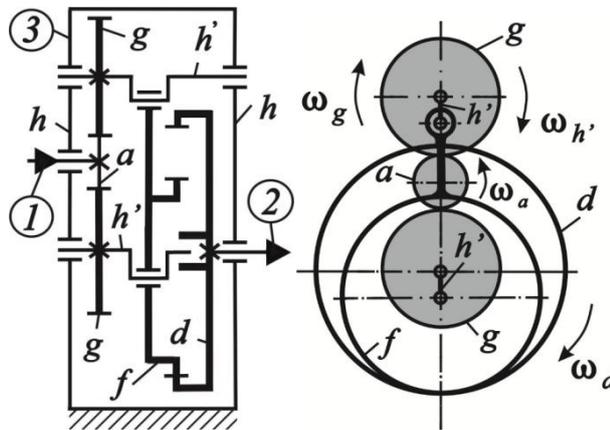


Рисунок 6. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с параллельными кривошипами h' и неподвижным общим водилом h (планетарно-шатунный механизм)

Расчет. Для кинематического анализа раскладываем двухступенчатый механизм на составляющие механизмы: трехзвенный планетарный (рис. 7, а) и планетарно-кривошипный (рис.7, б).

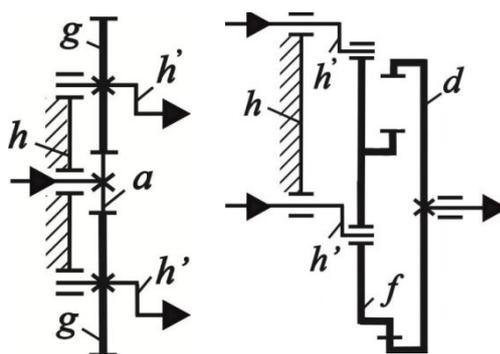


Рисунок 7. Разложение двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма на составляющие механизмы: а) трехзвенный планетарный; б) планетарно-кривошипный

1. Передаточное отношение (определяется как произведение абсолютных передаточных отношений ступеней механизма):

$$i_{12}^3 = i_{ad}^h = i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h.$$

1.1. Передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма (рис. 7, а). Ведущее звено – солнечное колесо a ; ведомое – параллельные кривошипы h' , жестко связанные с сателлитами g ; остановленное – водило h .

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{36}{18} = -2.$$

1.2. Передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма (рис.7, б). Ведущее звено – кривошипы h' ; ведомое – эпициклическое колесо d ; остановленное – сателлит f , связанный с неподвижным корпусом, роль которого выполняет общее водило h . Сателлит f без вращения вокруг своей оси совершает *поступательное круговое движение* в направлении вращения кривошипов h' , заставляя вращаться в том же направлении колесо d , подобно работе волновой передачи с неподвижным гибким колесом.

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^{h'}} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{75}{75 - 72} = 25;$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{12}^3 = i_{ad}^h = i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h = -2 \cdot 25 = -50.$$

2. Частота вращения выходного звена:

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{1000}{-50} = -20 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов:

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{36} = -0,5;$$

$$n_g - n_h = n_{h'} - n_h = n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a = -0,5 \cdot 1000 = -500 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_f - n_{h'} = -n_{h'} \cdot \frac{z_d}{z_f} = 500 \frac{75}{72} = 520,83 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Выполнить кинематический расчет (рис. 8) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с *подвижным* общим водилом.

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо *a* трехзвенного планетарного механизма (первая ступень редуцирования) и далее на сателлиты *g* и жестко связанные с ними кривошипы *h'*, являющиеся ведущим звеном сателлита *f* планетарно-кривошипного механизма (вторая ступень редуцирования). Сателлит *f* и параллельные кривошипы *h'*, осуществляя плоскопараллельное движение, передают вращение на водило и связанный с ним выходной вал 2.

$$n_{\text{вх}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_g = 90; z_f = 195; z_d = 198.$$

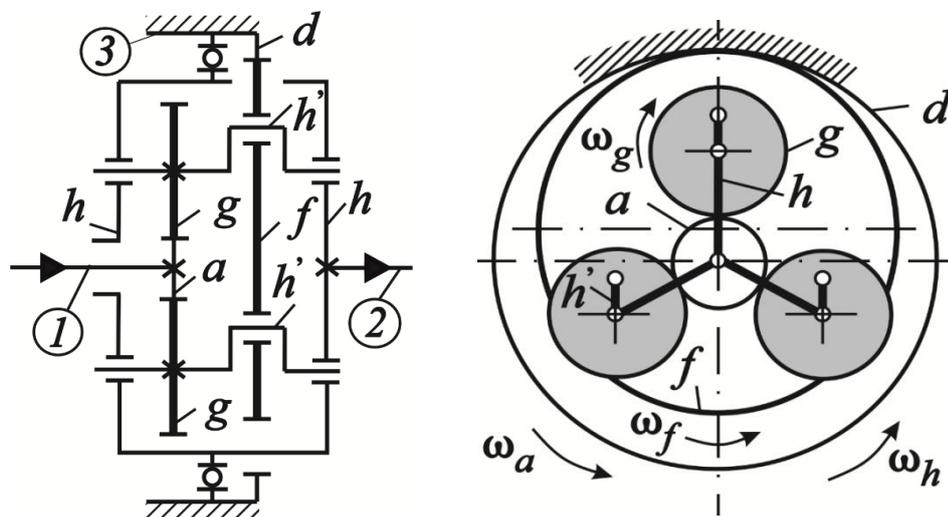


Рисунок 8. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с параллельными кривошипами *h'* и подвижным общим водилом *h*

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса *a, d, g, f, h', h*.

Для кинематического анализа раскладываем двухступенчатый механизм на составляющие механизмы: трехзвенный планетарный (рис.9, а) и планетарно-кривошипный (рис.9, б).

При определении общего передаточного отношения необходимо учесть, что параллельные кривошипы h' в *системе координат* планетарно-кривошипного механизма играют роль ведущего водила, а подвижное водило h является общим для составляющих механизмов.

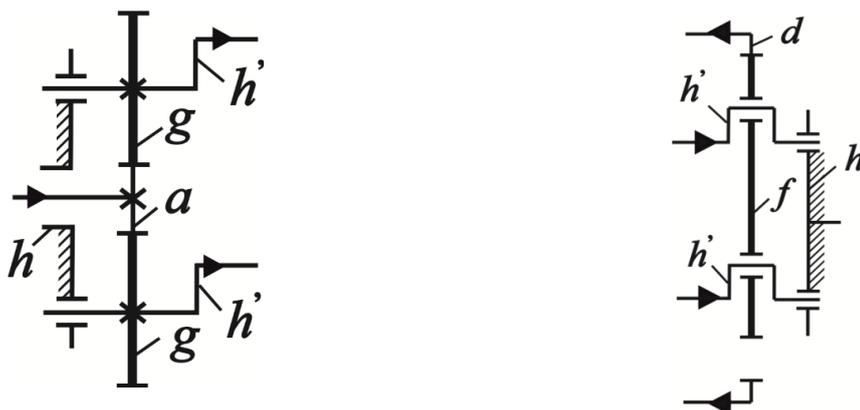


Рисунок 9. Разложение двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма на составляющие механизмы: а) трехзвенный планетарный; б) планетарно-кривошипный

1.1. Передаточное отношение (определяется как для единого планетарного механизма с входным солнечным колесом a , выходным водилом h , остановленным эпициклическим колесом d):

$$i_{12}^3 = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h .$$

1.2. Относительное передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма при $\omega_g = \omega_{h'}$ (рис.9, а). Ведущее звено – солнечное колесо a ; ведомое – параллельные кривошипы h' , жестко связанные с сателлитами g ; остановленное – водило h .

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{90}{18} = -5.$$

1.3. Относительное передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма при $\omega_h = \omega_f = 0$ (рис.9, б). Ведущее звено – кривошипы h' ; ведомое – эпициклическое колесо d ; остановленное – сателлит f , связанный с неподвижным корпусом, роль которого выполняет общее водило h . Сателлит f без вращения вокруг своей оси совершает *поступательное круговое*

движение в направлении вращения кривошипов h' , заставляя вращаться в том же направлении колесо d , подобно работе волновой передачи с неподвижным гибким колесом.

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^{h'}} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{198}{198 - 195} = 66;$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - -5 \cdot 66 = 331.$$

2. Частота вращения выходного звена:

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{2000}{331} = 6,04 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов:

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{90} = -0,2;$$

$$i_{gh}^a = 1 - i_{ga}^h = 1 - \left(-\frac{z_a}{z_g} \right) = 1 + \frac{18}{90} = 1,2.$$

$$n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h = -0,2 \cdot 2000 + 1,2 \cdot 6,04 = -392,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_g - n_h = n_{h'} - n_h = n_a - n_h \frac{-z_a}{z_g} = 2000 - 6,04 \frac{-18}{90} = -398,8 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_f - n_{h'} = -n_{h'} \frac{z_d}{z_f} = 392,8 \frac{198}{195} = 398,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Литература

1. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи, Изд. 2-е Л., «Машиностроение», 1966, 308 с
3. Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984, 400 с., ил.

4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеды. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).

5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021

6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).

7. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением [Текст] / Доц. В. М. Шанников, канд. техн. наук. - Москва ; Ленинград : [Ленингр. отд-ние] и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. - 172 с. : ил.; 23 см.

8. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : [монография] / Громыко П.Н., Макаревич Д.М., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Гончаров П.С., Трусов И.В. - Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. - 272 с. : ил.

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов цевочного зацепления

Студент гр. 10604221 Сироткин А.

Научный руководитель – доцент Протасеня О. Н.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

Планетарно-кривошипные механизмы с цевочным зацеплением применяют в различных отраслях промышленности, там, где требуется обеспечить максимальный вращающий момент при минимальных габаритах и массе привода, высокую надёжность и долговечность. Циклоидальные редукторы используют в конструкциях таких устройств и механизмов, как мешалки для жидких и вязких сред, центрифуги и декантеры, кирпичные прессы, глиномаяльные машины, центробежные и лопастные вентиляторы,

компрессоры, насосы, ленточные, ковшовые, цепные и винтовые конвейеры, рольганги, шнековые транспортеры шаровые и молотковые мельницы, голтовочные барабаны, генераторы, стиральные машины, станочное оборудование (гибочные валки, строгальные станки, резьбонарезное оборудование и др.), промышленные роботы и манипуляторы, формовочные машины, экструдеры пластмасс, волочильные станы, цементные и др. обжиговые печи, формовочные прессы, каландры, машины для намотки тканей, кабельной продукции, упаковочные машины и многих других.

На рисунке 1 представлен планетарно-кривошипный механизм с цевочным зацеплением.



Рисунок 1. Планетарно-кривошипный механизм с цевочным зацеплением

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов основана на кинематической теории классических планетарных механизмов [1].

Передаточное отношение $i_{пл}$ трехзвенного планетарного механизма с одновенцовым сателлитом (рис. 2) зависит от статуса основного звена *водила* – h (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

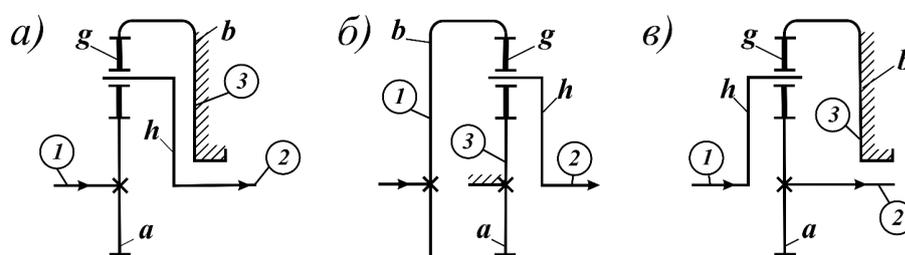


Рисунок 2. Схемы планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами: а) с ведущим солнечным колесом a , б) с ведущим эпициклическим колесом b , в) с ведущим водилом h

Для раскрытия функции составим *матрицу расчетных формул* для трехзвенных планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами:

$$i_{пл} = f \quad i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \pm z_2/z_1 ; \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \pm z_3/z_1 ; \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \pm z_3/z_2} . \end{cases} \quad (1)$$

Для трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами (рис.3) передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (1) с учетом двухвенцового сателлитного блока.

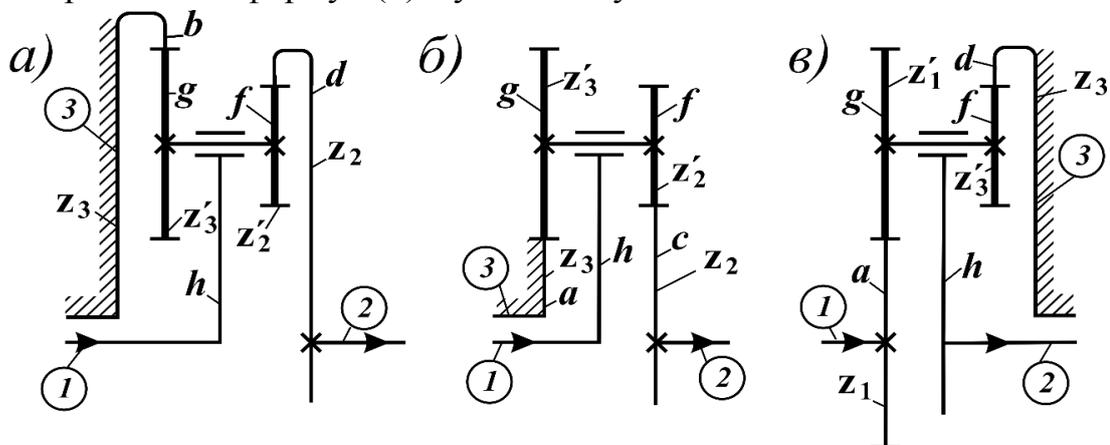


Рисунок 3. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами: а) внутреннего, б) наружного, в) смешанного зацепления

$$i_{пл} = f \quad i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2 \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3 \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3 \cdot z_2} \right)} . \end{cases} \quad (2)$$

В (1;2) приняты обозначения: индексы 1, 2, 3 – ведущее, ведомое, остановленное звенья; z_1, z_2, z_3 – числа зубьев сателлитов, находящихся непосредственно в зацеплении с центральными колесами z_1, z_2, z_3 .

Для зацепления $a-g-b$ дифференциального и планетарного механизмов справедливы следующие равенства взаимозависимости частот вращения звеньев:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h \cdot n_b + i_{ah}^b \cdot n_h; & n_g &= i_{gb}^h \cdot n_b + i_{gh}^b \cdot n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h \cdot n_a + i_{bh}^a \cdot n_h; & n_g &= i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h; \\ n_h &= i_{ha}^b \cdot n_a + i_{hb}^a \cdot n_b; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Относительная частота вращения сателлитов планетарных механизмов с учетом наличия остановленных звеньев определяется по формуле:

$$n_g - n_h = \begin{cases} n_h \left(\frac{z_a}{z_g} \right), & \text{при } n_a = 0; \\ -n_h \left(\frac{z_b}{z_g} \right), & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Планетарно-кривошипные механизмы с цевочным зацеплением или циклоидальные механизмы относятся к классу передач с многопарным зацеплением, обладают высокими массогабаритными характеристиками, высокими коэффициентом полезного действия и долговечностью. Цевочное зацепление делится на *эпициклоидальное* (эпициклическое колесо b выполнено в виде цевочного обода) и *гипоциклоидальное* (сателлит g выполнен в виде цевочного обода) [8].

Для получения максимального кинематического эффекта в планетарно-кривошипных механизмах с *корригированным* цевочным зацеплением разницу зубьев колес выбирают по следующей зависимости:

$$z_b - z_g = 1, \quad (5)$$

где: z_b – количество зубьев (цевок) эпициклического колеса b ; z_g – количество зубьев (цевок) сателлита g (звездочка с циклоидальным профилем).

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном эпициклическом колесе b , ведущем водиле (кривошипе) h и ведомом сателлите g (см. рис. 4) принимает вид:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g. \quad (6)$$

Знак минус указывает на противоположное вращение ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном сателлите g , ведущем водиле h и ведомом эпициклическом колесе b :

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{z_b}{1} = z_b. \quad (7)$$

Для увеличения нагрузочной способности, компактности, улучшения динамической сбалансированности и снижения виброактивности в планетарно-кривошипных механизмах с цевочным зацеплением используют два сателлита (звездочки), работающих в противофазе. С этой целью число зубьев (цевок) эпициклического колеса b принимается *четным*.

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис.4) планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппозиционными сателлитами (звездочками).

$$n_{\text{вх}} = 500 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{g_1} = z_{g_2} = 21; \quad z_b = 22.$$

Ведущий вал 1 приводит в движение эксцентриковый вал (водило h или кривошип), который сообщает циклоидальное движение сателлитам (звездочкам g_1, g_2). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек g_1, g_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев Π , жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями O в сателлитах g_1, g_2 . Следовательно, и направления вращения и частоты вращения звездочек (сателлитов g_1, g_2) и выходного вала 2 будут равны.

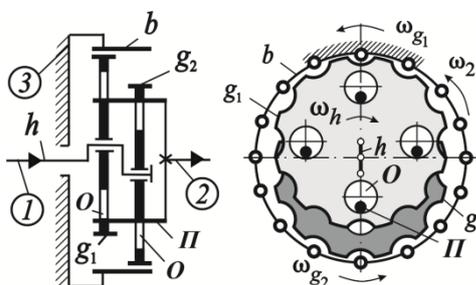


Рисунок 4. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппозиционными сателлитами (звездочками)

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b, g_1, g_2, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -21.$$

2. Частота вращения ведомого звена :

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{500}{-21} = -23,81 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита :

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -500 \frac{22}{21} = -523,81 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис.5) планетарно-кривошипного механизма с цевочным гипоциклоидальным зацеплением.

$$n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 11; \quad z_b = 12.$$

Сателлит g выполнен в виде сепаратора с подвижными в радиальном направлении телами качения (цевками \mathcal{C}), а эпициклическое колесо b – в виде звездочки с внутренними зубьями. Генератор волн (водило h) через подшипник $\mathcal{П}$ воздействует на тела качения \mathcal{C} , которые перемещаются в радиальном направлении и обкатываются по внутреннему профилю эпицикла b , что вызывает вращение сепаратора g , связанного с выходным валом 2.

Данный механизм может быть отнесен и к планетарно-волновым зубчатым механизмам, так как обладает всеми признаками последних: эпициклическое колесо b является жестким колесом, роль гибкого колеса играет сепаратор g , точнее связанные с ним тела качения (цевки \mathcal{C}), имитирующие радиальную деформацию (волну), а водило h выполняет функцию одноволнового генератора волн деформации (зон зацепления), воздействующего на тела качения \mathcal{C} через подшипник $\mathcal{П}$.

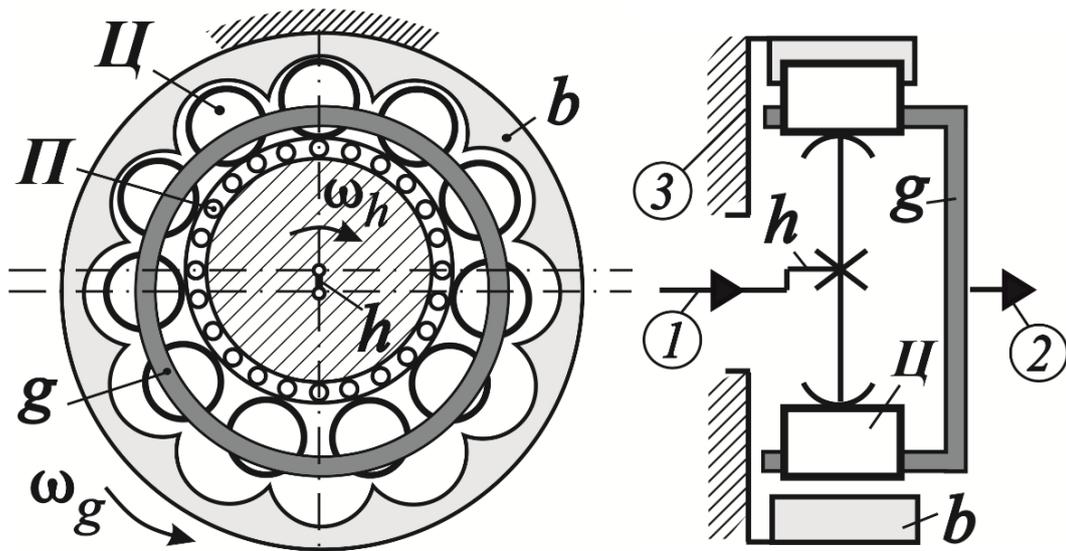


Рисунок 5. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного гипоциклоидаального зацепления компании *Simaco*

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -11.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-11} = -90,91 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет (рис.6) планетарно-кривошипного механизма с цевочным смешанным зацеплением.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 30; \quad z_b = 31; \quad z_a = 29.$$

Сателлит g представляет собой *цевочный обод*, одновременно сцепляющийся со звездочкой с наружными зубьями – солнечным колесом a (гипоциклоидаальное зацепление) и со звездочкой с внутренними зубьями – эпициклическим колесом b (эпициклоидаальное зацепление).

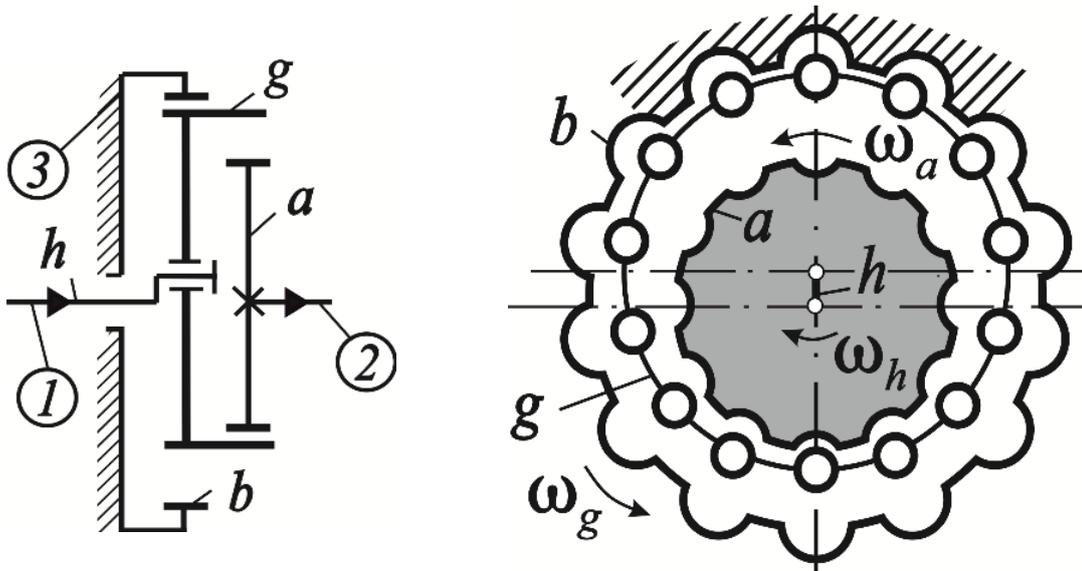


Рисунок 6. Схема планетарно-кривошипного механизма смешанного цевочного зацепления с сателлитом g в виде цевочного обода

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a, b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_b \cdot z_g}{z_g \cdot z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{z_b}{z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{31}{29}} = -14,5.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_a = n_h \cdot i_{ah}^b = \frac{n_h}{i_{ha}^b} = \frac{1000}{-14,5} = -68,97 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{31}{30} = -1033,33 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Выполнить кинематический расчет (рис.7) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма компании *Nabtesco*.

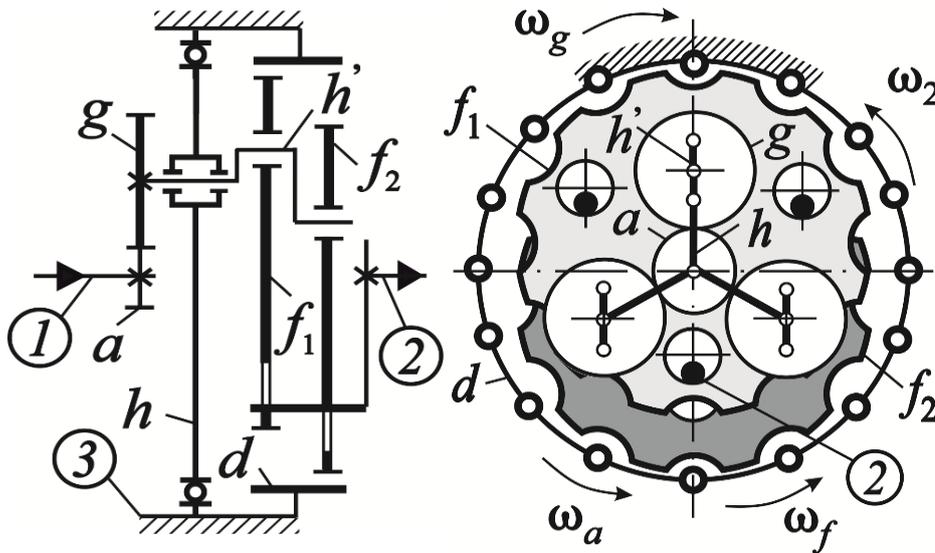


Рисунок 7. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма цевочного зацепления компании *Nabtesco*

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо a классического трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления (первая ступень редуцирования) и далее через сателлиты g и жестко связанные с ними параллельные кривошипы h' на оппозитные звездочки f_1 и f_2 планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления (вторая ступень редуцирования). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек f_1, f_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев, жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями в сателлитах f_1 и f_2 . Направления вращения и частоты вращения звездочек f_1 и f_2 и выходного вала 2 равны.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{f_1} = z_{f_2} = 39; \quad z_d = 40; \quad z_g = 36; \quad z_a = 18.$$

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a, d, g, f_1, f_2, h', h .

1. Передаточное отношение (выходное звено 2 вращается в том же направлении и с той же частотой вращения что и звенья f_1, f_2 и звено h):

$$i_{12}^3 = i_{af}^d = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h.$$

1.1. Относительное передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления – первая ступень редуцирования ($\omega_{h'} = \omega_g$):

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{36}{18} = -2.$$

1.2. Относительное передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления – вторая ступень редуцирования ($\omega_h = \omega_f$):

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{40}{40 - 39} = 40;$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - -2 \cdot 40 = 81.$$

2. Частота вращения выходного звена:

$$n_{\text{вых}} = n_2 = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{1000}{81} = 12,346 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов:

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{36} = -0,5;$$

$$i_{gh}^a = 1 - i_{ga}^h = 1 - \left(-\frac{z_a}{z_g}\right) = 1 + \frac{18}{36} = 1,5.$$

$$n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h = -0,5 \cdot 1000 + 1,5 \cdot 12,346 = -481,48 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_g - n_h = n_{h'} - n_h = n_a - n_h \frac{-z_a}{z_g} = 1000 - 12,346 \frac{-18}{36} = -493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_f - n_{h'} = -n_{h'} \frac{z_d}{z_f} = 481,48 \frac{40}{39} = 493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 5. Выполнить кинематический расчет (рис.8) планетарно-кривошипного механизма с наклонной осью кривошипа (*прецессионный механизм*).

$$n_{\text{вх}} = n_h = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 41; \quad z_b = 42.$$

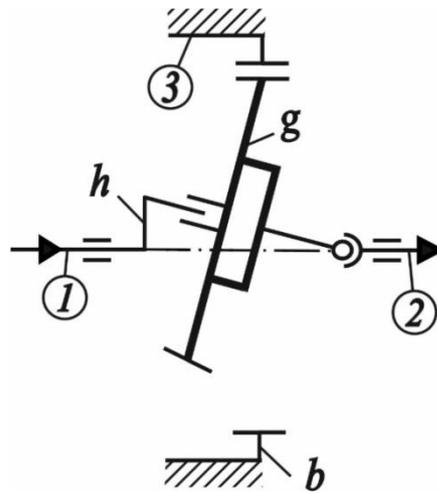


Рисунок 8. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с наклонной осью кривошипа (прецессионный механизм)

Вращающий момент через входной вал 1 передается на кривошип с наклонной осью h и связанный с ним сателлит g , совершающий сферическое (*прецессионное*) движение благодаря наклонному расположению оси кривошипа. Сателлит g , взаимодействуя с остановленным эпициклическим колесом b , передает вращение на выходной вал 2 с помощью угловой муфты.

Конкурентным преимуществом *прецессионного* цевочного механизма перед классическим цевочным механизмом является меньшая чувствительность эксплуатационных показателей к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе эксплуатации [8].

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, g, h .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{41}{1} = -41.$$

2. Частота вращения ведомого звена:

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-41} = -24,39 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита:

$$n_g - n_h = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{42}{41} = -1024,39 \text{ мин}^{-1}.$$

Литература

1. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи, Изд. 2-е Л., «Машиностроение», 1966, 308 с
3. Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984, 400 с., ил.
4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).
5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021
6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).
- 7.Шанников, В. М. Планетарные редукторы с вневцентроидным зацеплением [Текст] / Доц. В. М. Шанников, канд. техн. наук. - Москва ; Ленинград : [Ленингр. отд-ние] и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. - 172 с. : ил.; 23 см.
- 8.Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : [монография] / Громько П.Н., Макаревич Д.М., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Гончаров П.С., Трусов И.В. - Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. - 272 с. : ил.

Кинематика планетарно-волновых механизмов зубчатого зацепления

Студенты гр. 10309120 Шатило Д., Бобрик Д.
Научный руководитель – доцент Протасеня О. Н.,
Белорусский национальный технический университет
Минск, Республика Беларусь

Волновым называется зубчатый или фрикционный механизм, предназначенный для передачи и преобразования движения (обычно вращательного), в котором движение преобразуется за счет волновой деформации венца гибкого колеса специальным генератором волн (рис. 1). Изобретатель волновой передачи – американский инженер У. Массер (1959).



Рисунок 1. Планетарно-волновой зубчатый механизм

Волновые механизмы можно рассматривать как одну из разновидностей многопоточных планетарных механизмов, так как они обладают многозонным, а в случае зубчатого механизма, и многопарным контактом выходного звена с гибким колесом. Податливость зубчатого венца обеспечивает достаточно равномерное распределение нагрузки по зубьям, находящимся в зоне зацепления. При номинальных нагрузках процент зубьев находящихся в зацеплении составляет 15-25% от общего их числа. Поэтому в волновых передачах применяется мелко модульное зацепление, а числа зубьев колес лежат в пределах от 100 до 600. Зона зацепления в волновой

зубчатой передаче совпадает с вершиной волны деформации. По числу зон или волн передачи делятся на одноволновые, двухволновые и так далее. Распределение передаваемых усилий по нескольким зонам уменьшает нагрузку на элементы пар и позволяет существенно уменьшать габаритные размеры и массу механизмов. Многозонный и многопарный контакт звеньев существенно увеличивает жесткость механизма, уменьшает мертвый ход и кинематическую погрешность механизма. Поэтому волновые механизмы обладают высокой кинематической точностью и, несмотря на наличие гибкого элемента, достаточно высокой жесткостью.

Волновые передачи применяются в различных отраслях техники: в приводах грузоподъемных машин, конвейеров, различных станков, в авиационной и космической технике, в точных приборах, исполнительных механизмах систем с дистанционным и автоматическим управлением. Герметические волновые передачи передают вращение в герметизированные полости с химической агрессивной и радиоактивной средой, в полости с высоким давлением и глубоким вакуумом. Например, в американской космической ракете «Кентавр» (60-е гг. 20 в.) герметическая волновая передача использовалась в механизме вентиля системы жидкого кислорода, что исключило утечку кислорода и повысило взрыво- и пожаробезопасность топливной системы.

На рис.2. представлен планетарно-кривошипный механизм компании *Simaco*, который в силу своих конструктивных особенностей может быть отнесен как к механизмам с цевочным зацеплением так и к волновым механизмам. К основным техническим особенностям и преимуществам данного планетарно-кривошипного механизма относятся: высокое передаточное число (6-60), высокий крутящий момент на выходном валу, высокая жесткость звеньев, компактность, высокий КПД (до 0.98), высокая надежность и срок службы (до 15 лет).



Рисунок 2. Планетарно-кривошипный механизм компании *Simaco*
(циклоидальный или волновой редуктор)

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов основана на кинематической теории классических планетарных механизмов [1].

Передаточное отношение $i_{пл}$ трехзвенного планетарного механизма с однозвенным сателлитом (рис. 3) зависит от статуса основного звена *водила* $-h$ (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

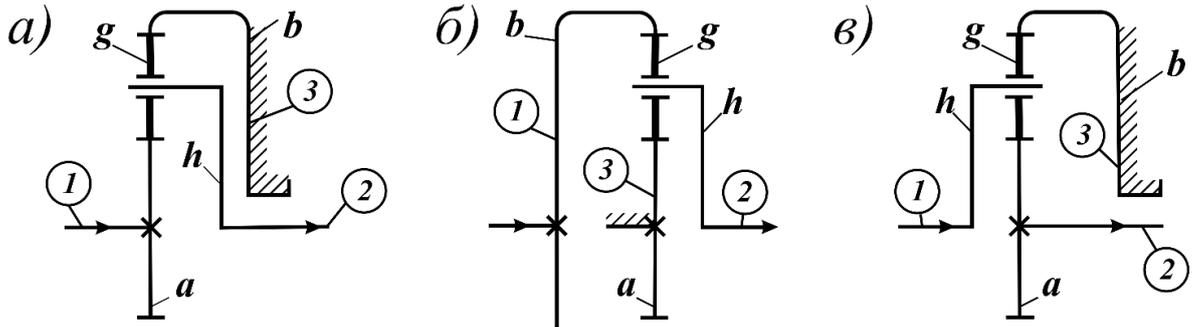


Рисунок 3. Схемы планетарных механизмов с однозвенными сателлитами: а) с ведущим солнечным колесом a , б) с ведущим эпициклическим колесом b , в) с ведущим водилом h

Для раскрытия функции составим *матрицу расчетных формул* для трехзвенных планетарных механизмов с однозвенными сателлитами:

$$i_{пл} = f \ i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \pm z_2/z_1 ; \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \pm z_3/z_1 ; \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \pm z_3/z_2} . \end{cases} \quad (1)$$

Для трехзвенных планетарных механизмов с двухзвенными сателлитами (рис. 4) передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (1) с учетом двухзвенного сателлитного блока.

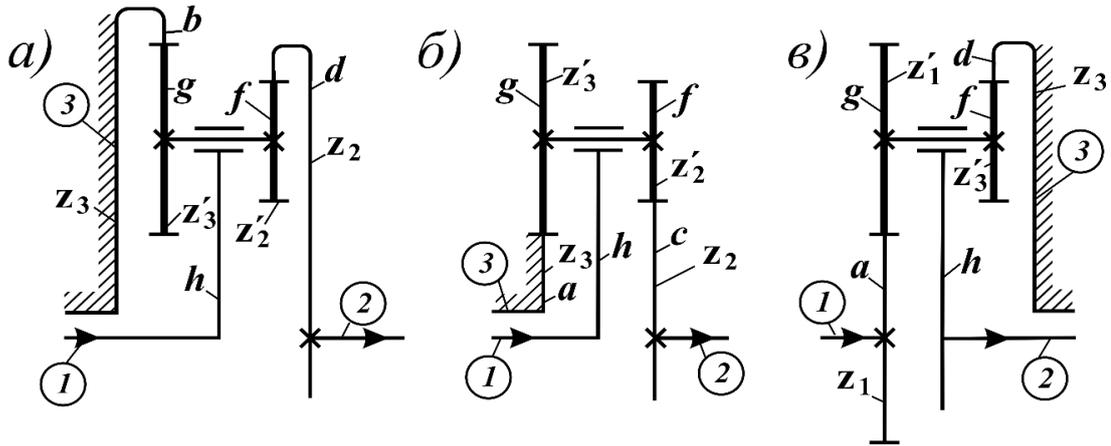


Рисунок 4. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухзвенцовыми сателлитами: а) внутреннего, б) наружного, в) смешанного зацепления

$$i_{пл} = f \cdot i^h = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2 \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3 \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3 \cdot z_2} \right)}. \end{cases} \quad (2)$$

В (1;2) приняты обозначения: индексы 1, 2, 3 – ведущее, ведомое, остановленное звенья; z_1', z_2', z_3' – числа зубьев сателлитов, находящихся непосредственно в зацеплении с центральными колесами z_1, z_2, z_3 .

Для зацепления $a-g-b$ дифференциального и планетарного механизмов справедливы следующие равенства взаимозависимости частот вращения звеньев:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h \cdot n_b + i_{ah}^b \cdot n_h; & n_g &= i_{gb}^h \cdot n_b + i_{gh}^b \cdot n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h \cdot n_a + i_{bh}^a \cdot n_h; & n_g &= i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h; \\ n_h &= i_{ha}^b \cdot n_a + i_{hb}^a \cdot n_b; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Относительная частота вращения сателлитов планетарных механизмов с учетом наличия остановленных звеньев определяется по формуле:

$$n_g - n_h = \begin{cases} n_h \begin{pmatrix} z_a \\ z_g \end{pmatrix}, & \text{при } n_a = 0; \\ -n_h \begin{pmatrix} z_b \\ z_g \end{pmatrix}, & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Планетарно-волновой зубчатый механизм представляет концептуальную конструктивную разновидность планетарно-кривошипных механизмов и по своей кинематике эквивалентен последним. Учитывая данную аналогию, определим передаточные отношения двух принципиальных схем планетарно-волновых зубчатых механизмов.

Для планетарно-волнового зубчатого механизма (рис. 5) при ведущем водиле h (генератор волн), остановленном эпициклическом колесе b (жесткое колесо $\mathcal{Ж}$) и ведомом сателлите g (гибкое колесо Γ):

$$i_{12}^3 = i_{h\Gamma}^{\mathcal{Ж}} = -\frac{z_{\Gamma}}{z_{\mathcal{Ж}} - z_{\Gamma}} = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g}, \quad (5)$$

где z_b , $z_{\mathcal{Ж}}$ – число зубьев эпициклического колеса b (жесткого колеса $\mathcal{Ж}$); z_g , z_{Γ} – число зубьев сателлита g (гибкого колеса Γ).

Для планетарно-волнового зубчатого механизма (рис. 6) при ведущем генераторе волн h , остановленном гибком колесе g и ведомом жестком колесе:

$$i_{12}^3 = i_{h\mathcal{Ж}}^{\Gamma} = \frac{z_{\mathcal{Ж}}}{z_{\mathcal{Ж}} - z_{\Gamma}} = i_{hg}^b = \frac{z_b}{z_b - z_g}. \quad (6)$$

На основе данных базовых схем возможно синтезирование различных вариаций планетарно-волновых зубчатых механизмов: трехзвенных, четырехзвенных, ступенчатых, замкнутых дифференциалов и т.д.

Условие сборки для планетарно-волнового зубчатого механизма:

$$z_b - z_g = k \cdot n_w, \quad (7)$$

где k_w – коэффициент кратности; n_w – число волн деформации (зон зацепления) [7].

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис.5) зубчатого планетарно-волнового механизма ведомым гибким колесом g .
 $n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $z_g = 200$; $z_b = 202$.

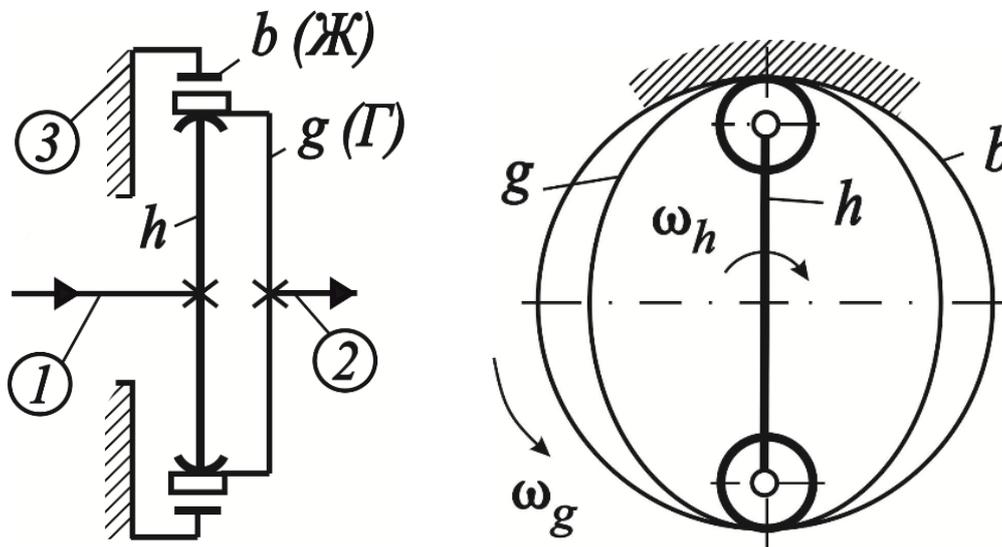


Рисунок 5. Схема зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым гибким колесом g

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем генератор h и зубчатые колеса b, g .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{200}{202 - 200} = -100.$$

2. Частота вращения ведомого звена :

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-100} = -10 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис.6) зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым жестким колесом b .

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 200; \quad z_b = 202.$$

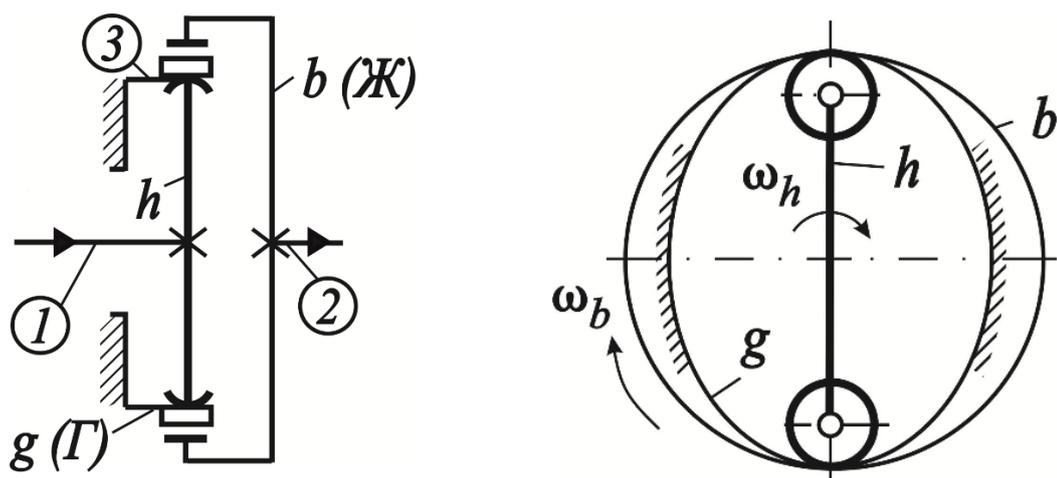


Рисунок 6. Схема зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым жестким колесом b

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем генератор h и зубчатые колеса b, g .

1. Передаточное отношение:

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{202}{202 - 200} = 101.$$

2. Частота вращения ведомого звена :

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{hb}^g = \frac{n_h}{i_{bh}^g} = \frac{1000}{101} = 9,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет зубчатой планетарно-волновой двухступенчатой передачи (рис. 7), $n_{\text{вх}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

$$z_{g_1} = 200; \quad z_{g_2} = 198; \quad z_{b_1} = 202; \quad z_{b_2} = 200.$$

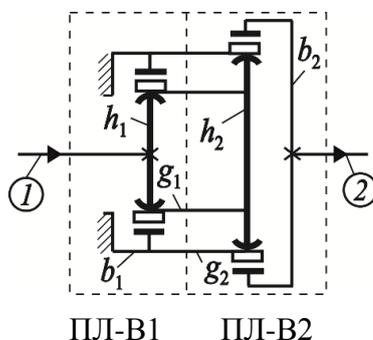


Рисунок 7. Кинематическая схема двухступенчатой планетарно-волновой зубчатой передачи

Расчет. На схеме наносим обозначения звеньев ($g_1, g_2, b_1, b_2, h_1, h_2$), индексы 1, 2; разграничиваем ступени ПЛ-В1, ПЛ-В2.

1. Передаточное отношение:

Первая ступень редуцирования:

$$i_{\text{ПЛ-В1}} = i_{h_1 g_1}^{b_1} = -\frac{z_{g_1}}{z_{b_1} - z_{g_1}} = -\frac{200}{202 - 200} = -100;$$

Вторая ступень редуцирования:

$$i_{\text{ПЛ-В2}} = i_{h_2 b_2}^{g_2} = \frac{z_{b_2}}{z_{b_2} - z_{g_2}} = \frac{200}{200 - 198} = 100;$$

Общее передаточное отношение:

$$i_{12} = i_{\text{ПЛ-В1}} \cdot i_{\text{ПЛ-В2}} = -100 \cdot 100 = -10000.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_2 = n_{g_2} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{i_{12}} = \frac{n_{h_1}}{i_{12}} = \frac{3000}{-10000} = -0,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Для схемы зубчатого волнового замкнутого дифференциала планетарно-дифференциального вида (рис. 8) выполнить кинематический расчет, $n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

$$z_{g_1} = 198; \quad z_{g_2} = 200; \quad z_{b_1} = 200; \quad z_{b_2} = 202.$$

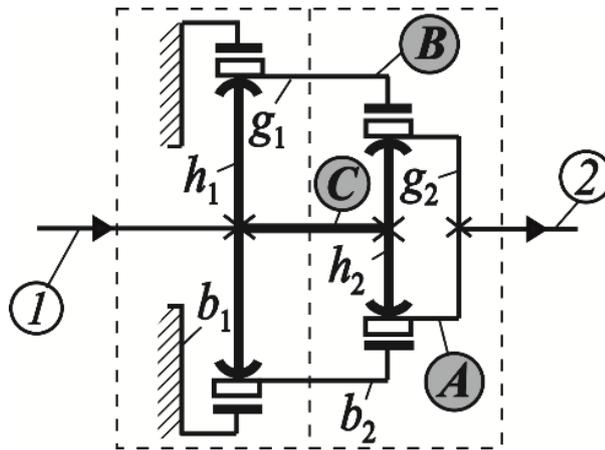


Рисунок 8. Волновой зубчатый замкнутый дифференциал планетарно-дифференциального вида

Расчет. Указываем звенья ($h_1, g_1, b_1, h_2, g_2, b_2$), индексы 1, 2, A, B, C, разграничиваем волновые планетарный (П) и дифференциальный (Д) механизмы.

1. Передаточное отношение:

$$i_{12} = \frac{i_{1-C} \cdot i_{CA}^B \cdot i_{1-B} \cdot i_{BA}^C}{i_{1-C} \cdot i_{CA}^B + i_{1-B} \cdot i_{BA}^C};$$

$$i_{CA}^B = i_{h_2 g_2}^{b_2} = -\frac{z_{g_2}}{z_{b_2} - z_{g_2}} = -\frac{200}{202 - 200} = -100;$$

$$i_{1-B} = i_{h_1 g_1}^{b_1} = -\frac{z_{g_1}}{z_{b_1} - z_{g_1}} = -\frac{198}{200 - 198} = -99;$$

$$i_{BA}^C = i_{b_2 g_2}^{h_2} = \frac{z_{g_2}}{z_{b_2}} = \frac{200}{202} = 0,99; \quad i_{1-C} = 1;$$

$$i_{12} = \frac{-100 \cdot -99 \cdot 0,99}{-100 + -99 \cdot 0,99} = -49,5.$$

2. Выходная частота вращения:

$$n_{\text{вых}} = n_2 = n_{g_2} = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{n_{h_1}}{i_{12}} = \frac{1000}{-49,5} = -20,2 \text{ мин}^{-1}.$$

Литература

1. Планетарные передачи. Справочник/Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.

2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи, Изд. 2-е Л., «Машиностроение», 1966, 308 с

3. Курсовое проектирование деталей машин/В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов.- Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984, 400 с., ил.

4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).

5. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» /

БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – Минск: БНТУ, 2021

6. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).

7.Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением [Текст] / Доц. В. М. Шанников, канд. техн. наук. - Москва ; Ленинград : [Ленингр. отд-ние] и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. - 172 с. : ил.; 23 см.

8.Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : [монография] / Громыко П.Н., Макаревич Д.М., Доконов Л.Г., Макаревич С.Д., Гончаров П.С., Трусов И.В. - Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. - 272 с. : ил.

**Применение метода начальных параметров для
расчета статически неопределимой балки
с жёсткой заделкой**

Студент гр. 11001122 Гончарова Е. А.

Научный руководитель – к.ф.-м.н., доцент Беляцкая Л.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Балки могут выполнять функции элемента конструкции лишь в тех случаях, если они неподвижны, то есть когда их точки перемещаются только в результате деформирования. В случае действия нагрузки только в одной плоскости неподвижность обеспечивается тремя связями (опорами). Эти связи являются необходимыми. Поскольку для плоской системы сил можно составить три уравнения равновесия, то реакции необходимых связей могут быть найдены с помощью лишь одних уравнений статики. Такие балки называются статически определимыми.

Однако в балке из конструктивных соображений, для увеличения ее прочности и жесткости, может быть больше трех связей (реакций). В этом смысле некоторые связи являются лишними. Балки с лишними связями называются статически неопределимыми, поскольку реакции таких балок невозможно определить только при помощи уравнений статики. Степень

статистической неопределимости балки определяется разностью между числом неизвестных реакций и числом независимых уравнений статики.

Выбор метода расчета статически неопределимой балки связан со степенью статической неопределимости. Если лишних связей не много (одна, две), то применяют общий метод: составляют возможные независимые уравнения статики, добавляют необходимые уравнения совместности деформаций (перемещений). Из совместного решения всех составленных уравнений определяют усилия в связях (реакции). Дальнейшие расчеты не отличаются от расчетов статически определимых балок.

ЗАДАЧА

Рассмотрим балку изображенную на рисунке 1.

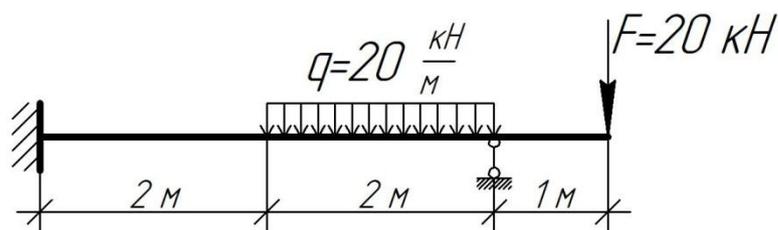


Рисунок 1. Условие

РЕШЕНИЕ:

Для этой балки (рис. 1) можно составить три уравнения статики, а неизвестных – четыре. Левая опора, жесткая заделка, имеет три связи, правая – шарнирно-подвижная, имеет одну связь. Значит, балка один раз статически неопределима.

Найдём реакции связей из совместного решения уравнений статики и одного уравнения перемещений.

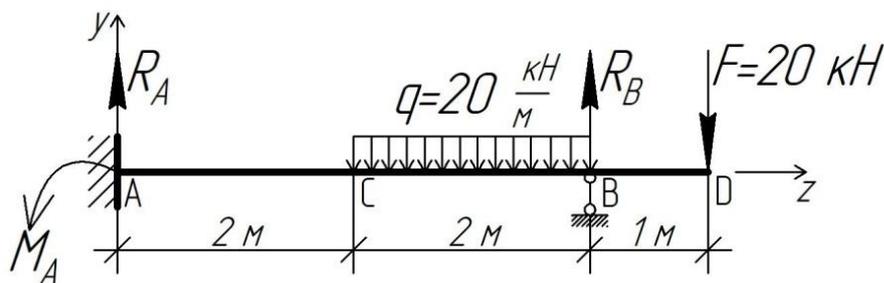


Рисунок 2. Схема для определения уравнений статики

$$\sum M_A = 0: -M_A + q \cdot 2 \cdot 3 - R_B \cdot 4 + F \cdot 5 = 0; \quad (1)$$

$$\sum M_B = 0: -M_A - q \cdot 2 \cdot 1 - R_A \cdot 4 + F \cdot 1 = 0; \quad (2)$$

$$EIy_z = EIy_0 + EI\theta_0 \cdot z - \frac{M_A \cdot z^2}{2} + \frac{R_A \cdot z^3}{6} - \frac{q \cdot z - 2^4}{24} + \frac{R_B \cdot z - 4^3}{6}. \quad (3)$$

y_0 и θ_0 - прогиб и угол поворота сечения в начале координат, которые находятся в заделке и равны нулю: $\Rightarrow EI\theta_0 = 0; EIy_0 = 0;$

Задаём граничные условия.

Прогиб на опоре B равен нулю: $EIy_B = 0$. Получаем уравнения перемещений:

$$EIy_B \Big|_{z=4,м} = -\frac{M_A \cdot 4^2}{2} + \frac{R_A \cdot 4^3}{6} - \frac{q \cdot 4 - 2^4}{24} = 0; \quad (4)$$

Объединяем выражения (1), (2), (4) в систему уравнений, решаем её и определяем реакции опор:

$$\left. \begin{aligned} -M_A + 120 - R_B \cdot 4 + 100 &= 0; \\ -M_A - 40 + R_A \cdot 4 + 20 &= 0; \\ -8M_A + R_A \cdot 10,67 - 13,33 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Откуда

$$R_A = 6,88 \text{ кН};$$

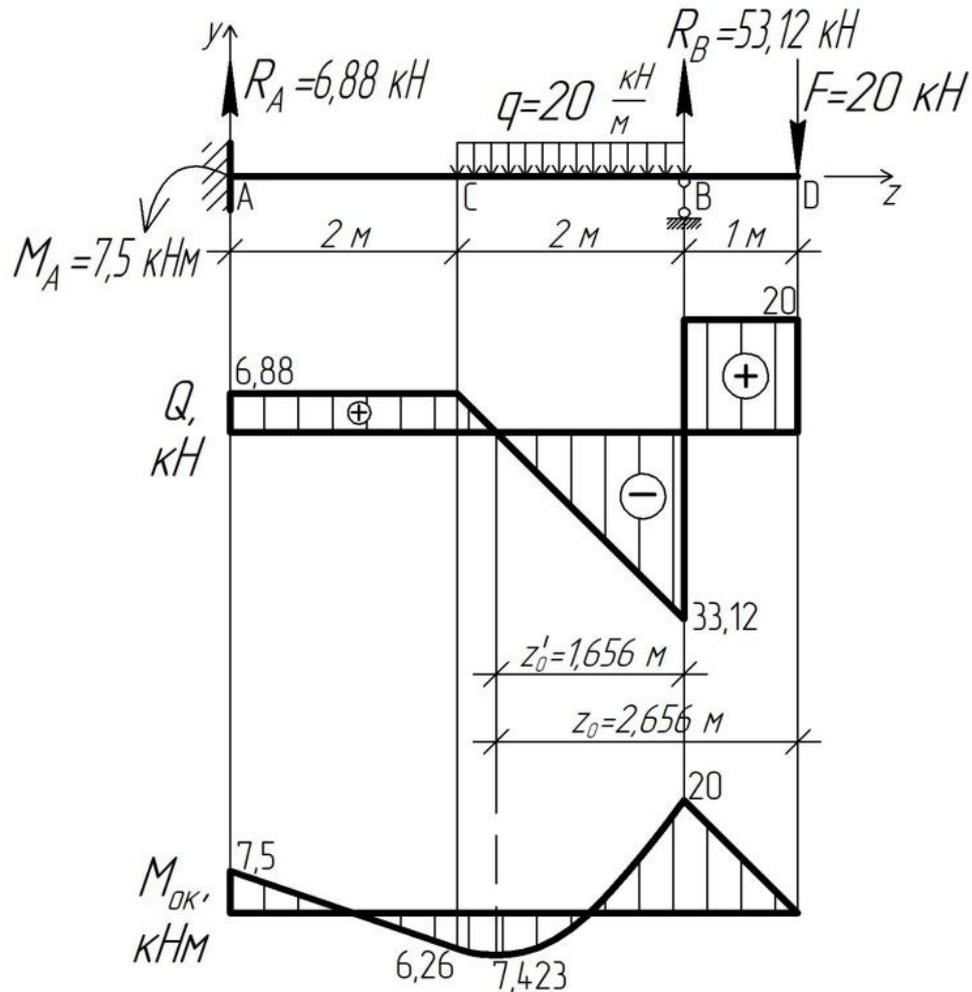
$$R_B = 53,12 \text{ кН};$$

$$M_A = 7,5 \text{ кНм}.$$

Статическая проверка $\sum y = 0; R_A + R_B - q \cdot 2 - F = 0$.

Строим на балке окончательные эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M .

Примечание. Эпюру изгибающих моментов M , строим со стороны растянутых волокон.

Рисунок 3. Эпюры Q и M

Из условия прочности подберем сечение двутавр, где $R = 210$ МПа.
 $M_{max} = 20$ кН·м (из эпюры изгибающих моментов);

$$M_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} \leq R; \quad (6) \quad W_x \geq \frac{M_{max}}{R}; \quad (7)$$

$$W_x \geq \frac{20 \cdot 10^6}{210} = 95238 \text{ мм}^3 = 95,238 \text{ см}^3.$$

Из таблиц сортамента подбираем двутавр №16,
 $W_x = 109 \text{ см}^3$; $I_x = 873 \text{ см}^4$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Построим изогнутую ось балки. Поместим её в систему координат и найдём прогибы в точках C и D .

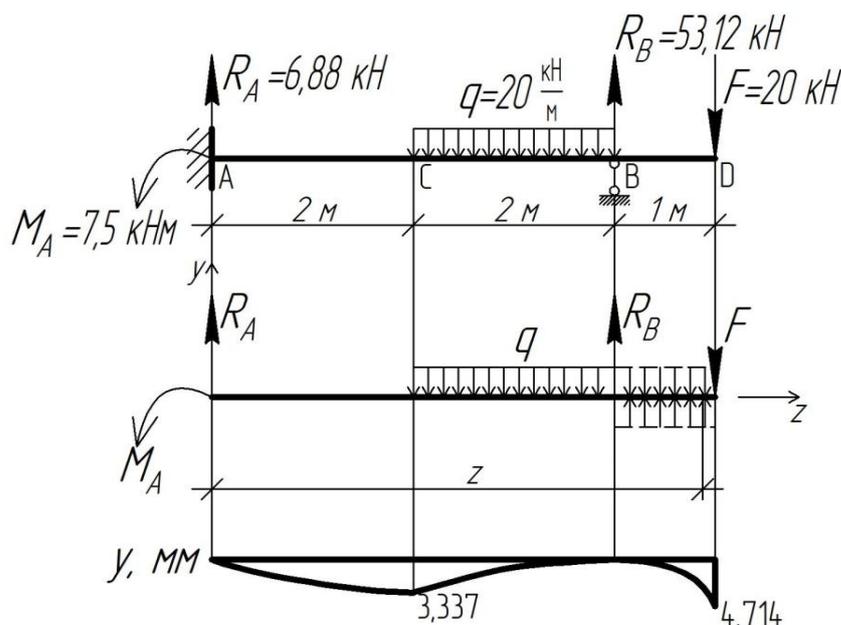


Рисунок 4. Изогнутая ось балки

Запишем уравнение перемещений для оси z .

$$EIy_z = EIy_0 + EI\theta_0 \cdot z - \frac{M_A \cdot z^2}{2} + \frac{R_A \cdot z^3}{6} - \frac{q \cdot z - 2^4}{24} + \frac{q \cdot z - 2^4}{24} + \frac{R_B \cdot z - 4^3}{6}. \quad (8)$$

Начальные параметры: $EIy_0 = 0$; $EI\theta_0 = 0$.

Определяем прогиб в точке C:

$$EIy_C|_{z=2.м} = -\frac{M_A \cdot 2^2}{2} + \frac{R_A \cdot 2^3}{6} = -\frac{7,5 \cdot 2^2}{2} + \frac{6,88 \cdot 2^3}{6} = -5,826 \text{ кН} \cdot \text{м}^3. \quad (9)$$

$$y_C = \frac{-5,826 \cdot 10^{12}}{2 \cdot 105 \cdot 873 \cdot 10^4} = -3,337 \text{ мм}. \quad (10)$$

Определяем прогиб в точке D:

$$EIy_D|_{z=5.м} = -\frac{M_A \cdot 5^2}{2} + \frac{R_A \cdot 5^3}{6} - \frac{q \cdot 5 - 2^4}{24} + \frac{q \cdot 5 - 4^4}{24} + \frac{R_B \cdot 5 - 4^3}{6} =$$

$$= -\frac{7,5 \cdot 5^2}{2} + \frac{6,88 \cdot 5^3}{6} - \frac{20 \cdot 5 - 2^4}{24} + \frac{20 \cdot 5 - 4^4}{24} + \frac{53,12 \cdot 5 - 4^3}{6} =$$

$$= -8,23 \text{ кН} \cdot \text{м}^3. \quad (11)$$

$$y_D = \frac{-8,23 \cdot 10^{12}}{2 \cdot 105 \cdot 873 \cdot 10^4} = -4,714 \text{ мм}. \quad (12)$$

Литература

1. Гончарова, С. В. Механика материалов. Расчет статически неопределимых балок [Электронный ресурс] : учебное пособие / С. В. Гончарова, В. М. Хвасько ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Теоретическая механика и механика материалов". – Минск : БНТУ, 2019. Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/62326>.

2. Реут, Л. Е. Статически неопределимые системы при плоском поперечном изгибе [Электронный ресурс] : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей / Л. Е. Реут ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Теоретическая механика и механика материалов». – Минск : БНТУ, 2021. Режим доступа: <https://rep.bntu.by/handle/data/104396>.

Исследование движения машины

Студент гр.10301321 Осипова Л.А.

Научный руководитель – ст. пр. Кавальчук О.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Постановка задачи. Автомобиль массой m трогается с места и движется в гору, уклон которой равен α . Сила тяги автомобиля изменяется по закону $F(t) = \frac{F_0}{2} (1 + \cos 0,25t)$, коэффициентом трения равен μ .

Исследовать движение машины на интервале времени от $t_{нач}$ до $t_{кон}$ для различных углов наклона $\alpha = 0,02; 0,0233; 0,0266; 0,03$ рад. Построить графики зависимостей $F(t)$, $x(t)$ и $v(t)$.

Исходными данными являются $m = 2000$ кг, $F_0 = 2181,8$ Н, $g = 9,8 \frac{М}{с^2}$, $v_{нач} = 0 \frac{М}{с}$, $\mu = 0,05$, $t_{нач} = 0$ с, $t_{кон} = 8$ с, количество участков разбиения интервала $n = 21$.

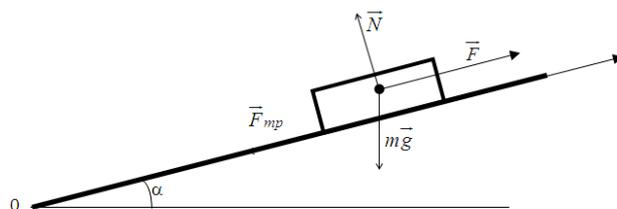


Рисунок 1. Расчетная схема движения машины

Математическая модель задачи. В соответствии со вторым законом Ньютона дифференциальное уравнение движения в проекции на ось Ox запишется в виде:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F(t) - mg \sin \alpha - \mu mg \cos \alpha .$$

С учетом начальных условий движения получаем задачу Коши:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{F(t)}{m} - g \sin \alpha - \mu g \cos \alpha \\ \frac{dx}{dt}(0) = v_{нач} \\ x(0) = 0 \end{cases} .$$

Для решения системы используем метод Эйлера. Интервал изменения времени $[t_{нач}; t_{кон}]$ разобьем на n равных интервалов величиной $\Delta t = \frac{t_{кон} - t_{нач}}{n}$. Используем переменную i для обозначения номера положения машины. В первом положении:

$$t_1 = t_{нач}, x_1 = 0, F_1 = F(t_1), v_1 = v_{нач}.$$

В остальных положениях ($i = 2, 3, \dots, n + 1$):

$$t_i = t_{i-1} + \Delta t, F_i = F(t_i), v_i = v_{i-1} + \Delta t \cdot \left(\frac{F_i}{m} - g \sin \alpha - \mu g \cos \alpha \right), x_i = x_{i-1} + \Delta t \cdot v_{i-1}.$$

В результате получим табличные зависимости $F(t)$, $v(t)$, $x(t)$ для различных углов наклона $\alpha = 0,02; 0,0233; 0,0266; 0,03$ рад.

Расчеты в Excel. В табличном процессоре Excel на одном листе выполняем расчеты для $\alpha = 0,02$ рад (рисунок 2). Затем, скопировав необходимое количество раз исходный лист и изменив в исходных данных значение α , получаем зависимости $F(t)$, $v(t)$, $x(t)$ при других значениях α .

| Научно-исследовательская работа | | | | | | | |
|--|-----|--------------|-------------------------------|---|--------------------------|-------------------------------|------------------|
| ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ | | | | | | | |
| Осипова Л.А. гр.10301321 | | | | | | | |
| Исходные данные | | | | | | | |
| Угол $\alpha = 0,02$ | рад | | | | | Начальное время $t_{нач} = 0$ | с |
| Начальная скорость $v_{нач} = 0$ | м/с | | | | | Конечное время $t_{кон} = 8$ | с |
| коэффициент трения $\mu = 0,05$ | | | | | Ускорение $g = 9,8$ | | м/с ² |
| Количество участков разбиения интервала 21 | | | | | Сила тяги $F_0 = 2181,8$ | | Н |
| Масса $m = 2000$ | кг | | | | | | |
| Решение задачи | | | | | | | |
| Время, $\Delta t = (G7-G6)/C9$ м | | | | | | | |
| | i | t, с | F, Н | v, м/с | | x, м | |
| | 1 | 0 | =G\$9 | 0 | | 0 | |
| | 2 | =C14+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$15)) | =E14+\$C\$12*(D15/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F14+(\$C\$12*E14) | |
| | 3 | =C15+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$16)) | =E15+\$C\$12*(D16/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F15+(\$C\$12*E15) | |
| | 4 | =C16+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$17)) | =E16+\$C\$12*(D17/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F16+(\$C\$12*E16) | |
| | 5 | =C17+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$18)) | =E17+\$C\$12*(D18/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F17+(\$C\$12*E17) | |
| | 6 | =C18+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$19)) | =E18+\$C\$12*(D19/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F18+(\$C\$12*E18) | |
| | 7 | =C19+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$20)) | =E19+\$C\$12*(D20/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F19+(\$C\$12*E19) | |
| | 8 | =C20+\$C\$12 | =G\$9/2*(1+COS(0,25*\$C\$21)) | =E20+\$C\$12*(D21/\$C\$10-G\$8*SIN(\$C\$6)-\$C\$8*\$G\$8*COS(\$C\$6)) | | =F20+(\$C\$12*E20) | |

Рисунок 2. Фрагмент Excel-документа с расчетными формулами для $\alpha = 0,02$ рад

По полученным результатам строим графики $F(t)$ (рисунок 3), $v(t)$ (рисунок 4) и $x(t)$ (рисунок 5), из которых наглядно видно, что:

- 1) сила тяги не зависит от угла наклона горы;
- 2) скорость движения машины нелинейно возрастает до определенного момента времени, а затем начинает снижаться и при $\alpha = 0,03$ рад к моменту времени $t_{кон} = 8$ с достигает отрицательного значения, что свидетельствует об остановке автомобиля;
- 3) пройденный машиной путь за промежуток времени от $t_{нач}$ до $t_{кон}$ нелинейно возрастает, а с увеличением угла подъема горы автомобиль проходит меньшее расстояние.

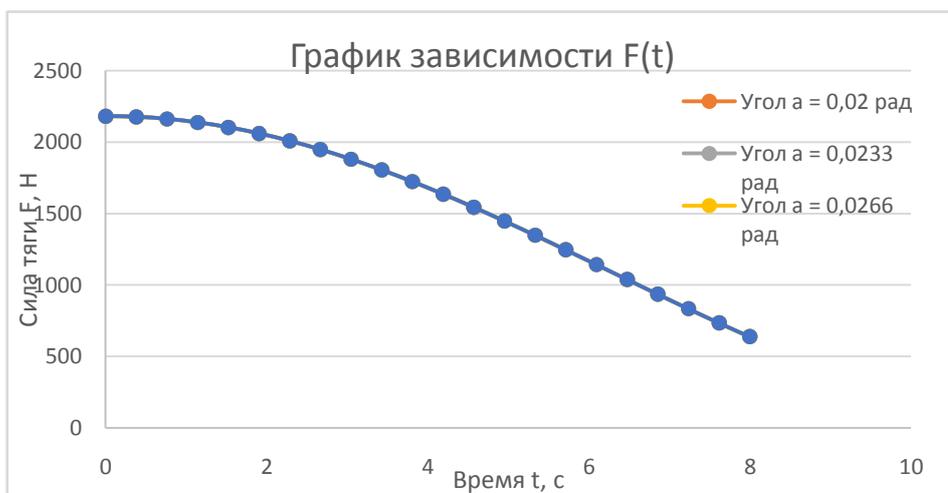
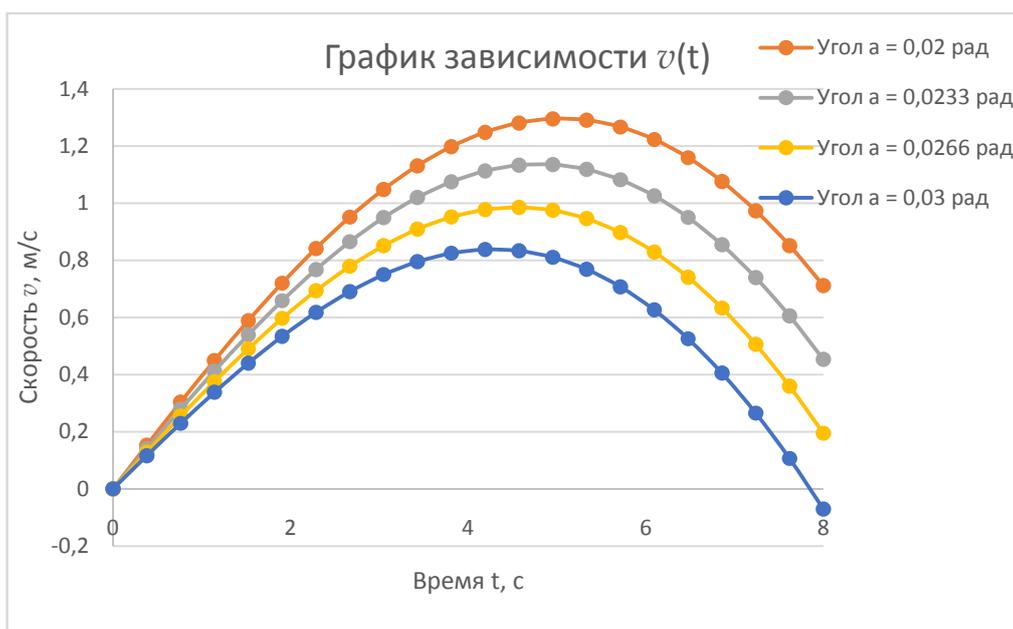
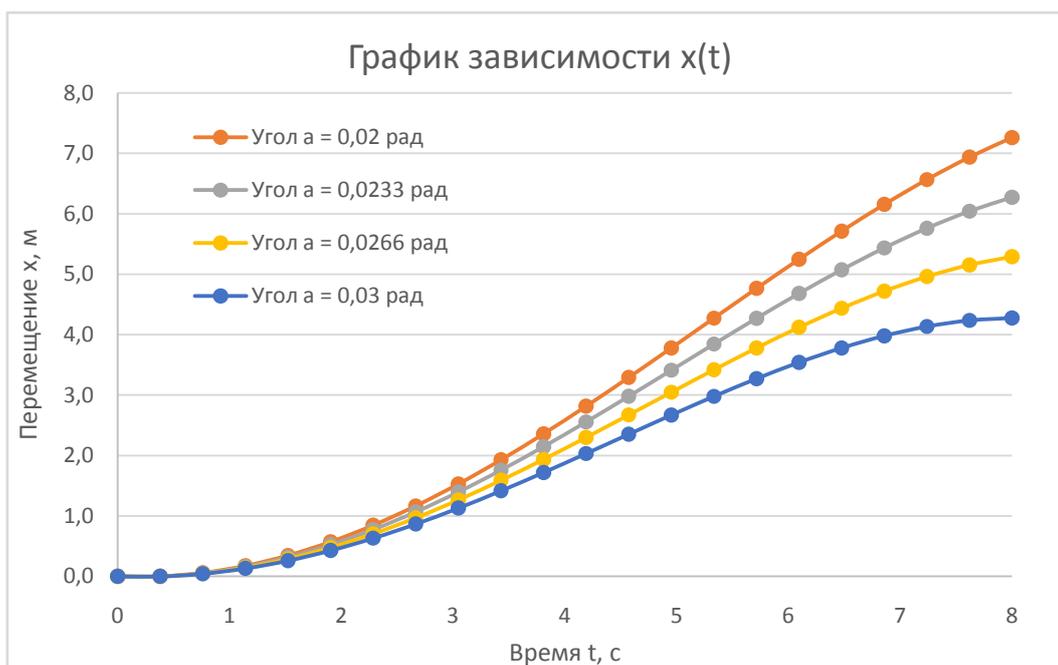


Рисунок 3. График зависимости $F(t)$

Рисунок 4. График зависимости $v(t)$ Рисунок 5 – График зависимости $x(t)$

Литература

1. Бояршинова, О. А. Физика : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», 1-53 01 02 «Автоматизированные системы обработки информации» / О. А. Бояршинова. – Минск : БНТУ, 2022. – 113 с.

2. Краков, М. С. Численные методы и обработка данных : пособие / М. С. Краков, С. Г. Погирницкая. – Минск : БНТУ, 2021. – 87 с.

3. Рудикова Л.В. Microsoft Office Excel 2016. – СПб.: БХВ-Петербург, 2017. – 640 с.

Современные методы проектирования и расчета зубчатых передач

Студент гр. 10309120 Бобрик Д.А.

Научный руководитель – к.т.н., доцент Калина А.А.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Республика Беларусь

Введение

В связи с нарастающими оборотами технологической гонки, возрастают требования как к точности и качеству разрабатываемого продукта, так и затратам времени на проектирование. Современного специалиста в области проектирования, в частности в машиностроении, невозможно представить без знания САПР.

Под проектированием понимается процесс составления описания, необходимого для построения в заданных условиях еще не существующего объекта на основе первичного описания этого объекта. Если этот процесс осуществляется человеком при взаимодействии с компьютером, то проектирование называется автоматизированным, если нет, то, соответственно, - неавтоматизированным.

Проектирование, при котором все преобразования описания объекта и алгоритма его функционирования осуществляются компьютером без участия человека, называется автоматическим. В данной статье основное внимание уделяется автоматизированному проектированию, которое и является предметом САПР.

САПР (система автоматизированного проектирования) — это комплекс средств автоматизации проектирования, взаимосвязанных с коллективом специалистов (пользователей системы), выполняющих автоматизированное проектирование.

На современном этапе существует ряд программ, обеспечивающих полный комплекс функций CAD-CAE-CAM моделирования: DS Catia, серия программ NX, среда разработки Solidworks, продукты компании Autodesk и другие.

Однако, вышеуказанные программы не обеспечивают функций для самого процесса проектирования: расчёта технической системы по требуемым параметрам. Этот факт способствовал созданию ряда программ для расчёта деталей машин: APM WinMachine, KISSsoft. Также стоит отметить, что некоторые программы (Inventor, Компас-3D) имеют свои модули для расчета соединений, но не дают всеобъемлющей информации о проекте, подтверждающей оптимальное исполнение детали при спроектированных габаритах.

В рамках курсового проектирования по дисциплине «Основы проектирования и детали машин» объем вычислений потребовал использование программного продукта для расчёта. В связи с функционалом выбор пал на KISSsoft, который значительно упростил проектирование.

Описание программного продукта KISSsoft

KISSsoft – разработка швейцарской компании KISSsoft AG, программное обеспечение (ПО), предназначенное для проектирования, анализа и оптимизации деталей машин. В программном комплексе доступно проектирование всех типов зубчатых передач, проведение контактного анализа. KISSsoft имеет множество функций, позволяющих решить ряд задач на уровне производства.

KISSsoft — это программа, предназначенная для высокоточного проектирования и расчета компонентов машин и позволяет проектировать валы, подшипники, пружины, а также цепи/приводные ремни. Дополнительные модули могут быть добавлены для расчета допусков и взаимодействия между системами с различной жесткостью. Весь процесс разработки продукта может быть легко и точно задокументирован, что исключает возможность ошибки при ручной записи результатов работы.

KISSsys — программа, которая позволяет моделировать и анализировать многокомпонентные механические системы, включая двигатели, гидравлические и пневматические системы. С её помощью можно моделировать механические системы на уровне компонентов и выполнять расчеты прочности, шума и вибрации с учетом взаимодействия между объектами.

Основные функции о KISSsoft: расчет геометрии; расчет кинематических и силовых параметров; оптимизация профиля; анализ контактов под нагрузкой; спектры нагрузки; расчет прочности.

KISSsoft имеет следующие расчетные модули:

1. Шестерни/коробки передач

Высокоточные расчеты могут быть выполнены для всех типов передач (цилиндрических с прямыми и непрямыми зубьями внешнего и внутреннего зацепления, конических, гипоидных, червячных, с некруглыми колесами).

2. Валы, подшипники

Высокоточные расчеты могут быть выполнены для валов и подшипников. Встроенный графический редактор для валов использует заданную геометрию вала, приложенные нагрузки и расположение подшипников в качестве базовой информации для выполнения расчетов.

3. Детали соединений

Имеется возможность анализа соединения вала со ступицей шпоночных, шлицевых, с натягом, резьбовых и штифтовых соединений.

4. Пружины

KISSsoft включает в себя как полезные функции для работы с пятью наиболее известными типами пружин, выполнения их тщательных расчетов, так и базы данных стандартных пружин и соответствующих материалов в соответствии со стандартами DIN.

5. Передачи гибкой связью

KISSsoft предлагает различные методы расчета ременных приводов, в которых используются данные производителя, а также возможность высокоточного расчета цепных передач в соответствии со стандартами DIN.

Также KISSsoft имеет ряд встроенных функций, связанных со спецификой производства машиностроительных деталей: выбор инструмента предварительной обработки; выбор инструмента для финишной обработки; выбор фрез из базы данных; работа с исходным контуром, рабочей и переходной поверхностями зуба.

KISSsoft не только позволяет по известным параметрам рассчитать характеристики зацепления, автоматически просчитывая все остальные неизвестные данные, но рассчитать и подобрать оптимальные в зависимости от заданного условия, прямо в процессе на этапе ввода данных. Продвинутые пользователи этого ПО даже смогут создавать массивы параметров зацепления, где учитывается многофакторная оптимизация, и отобразить область удовлетворительных решений в пределах интересующих параметров.

С помощью анализа контактов обрабатываемые зубчатые колёса могут быть изучены как отдельная зубчатая пара и как часть редуктора или коробки передач. Это позволяет одновременно сравнивать характеристики проектируемых и изготовленных изделий. Данные возможности KISSsoft позволяют значительно сократить временные затраты инженеров-

проектировщиков. Широчайшие возможности ПО KISSsoft для проектирования столь актуальных для промышленности элементов механических передач, как зубчатые колеса, не остались незамеченными во многих отраслях производства.

В качестве примера будет приведен расчет замкнутого дифференциала, выполненный автором.

Пример практического применения программы при расчете замкнутого дифференциала

Замкнутый зубчатый дифференциал – это дифференциальный механизм, в котором выходные звенья соединены друг с другом замыкающей передачей с неподвижными осями вращения колес. Замкнутые дифференциалы являются многопоточными механизмами, позволяющими реализовать большие передаточные отношения при высоком КПД. То есть, замкнутый дифференциал позволяет получать максимальное передаточное отношение при минимальном числе звеньев. Он образуется из простейшего дифференциала, называемого далее исходным, путём введения дополнительной кинематической цепи, замыкающей какие-либо два подвижных звена исходного дифференциала. В свою очередь, исходный дифференциал – это планетарный механизм с двумя степенями свободы. Вторая степень свободы образуется в результате освобождения неподвижного колеса планетарной передачи, обладающей изначально одной степенью свободы. Также был приведен ряд требований по геометрии, которые можно увидеть далее в расчетах.

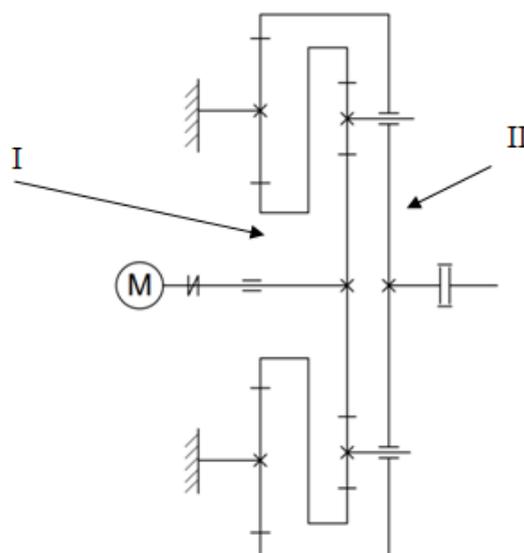
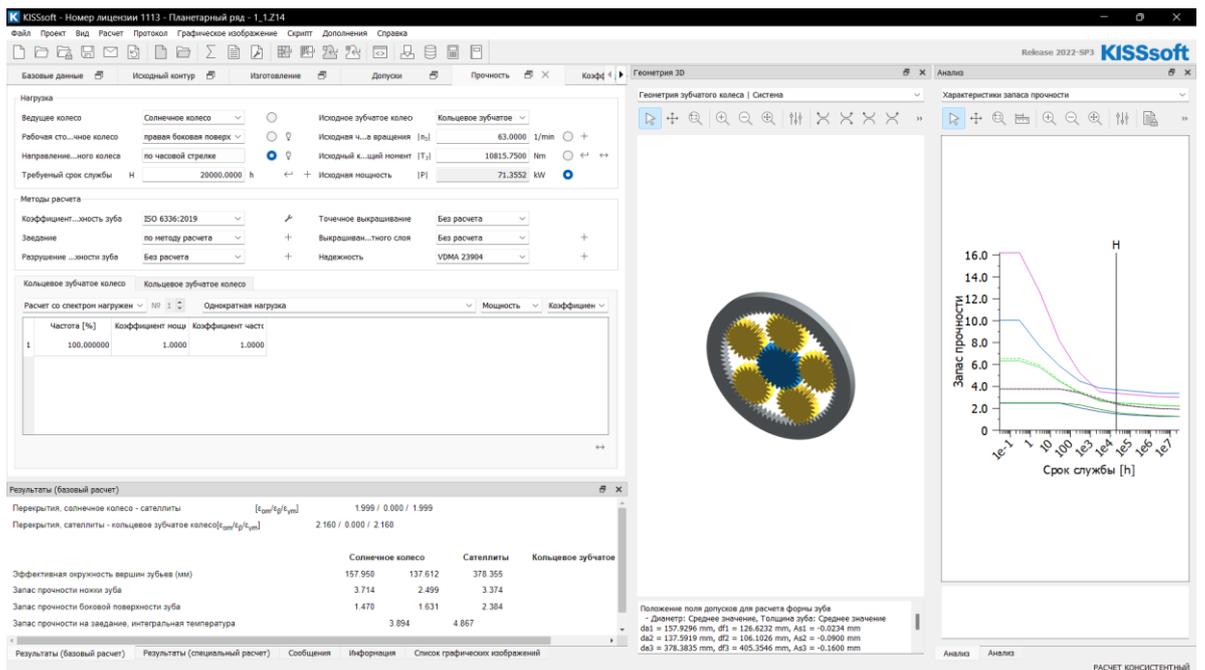


Рис.1 Кинематическая схема дифференциального механизма

a)



б)

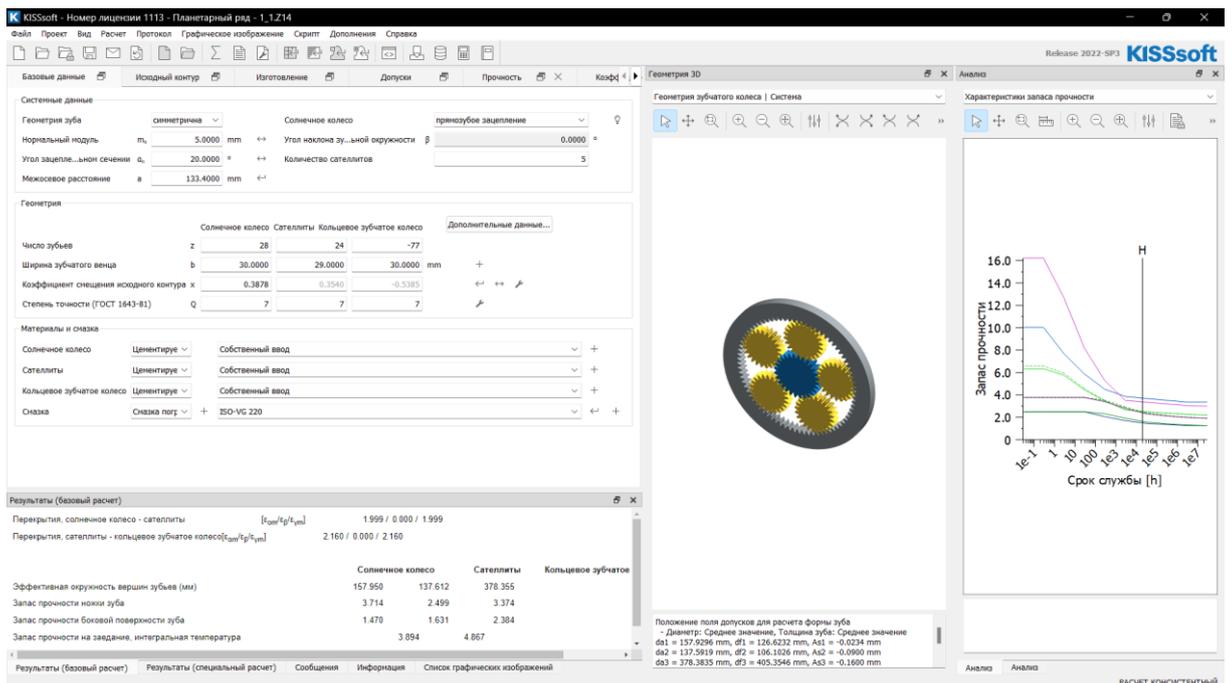


Рисунок 2 а) и б) - Расчет геометрии первой ступени механизма и срока службы

Предварительно был проведен анализ кинематики указанного привода, на основании которого получены данные для расчёта каждой из ступеней

механизма. На основании этих теоретических данных в KISSsoft можно рассчитать необходимые элементы (рис. 2 а и б).

Полученные модели были экспортированы для использования в конечной сборке курсового проектирования (рисунок 3).



Рисунок 3 - Эскиз сборки с экспортированными системами

Заключение

Благодаря использованию программного продукта удалось значительно сократить время на проектирование передачи и подбора оптимальных геометрических параметров, были экспортированы модели деталей зацепления, проведены проверки на жесткость и прочность, контактный анализ, а также получено наглядное изображение напряжений, возникающих в зацеплении (рисунок 4).

KISSsoft – отличный программный продукт, который обеспечивает инженера-конструктора исчерпывающей информацией по проектируемому объекту, поддерживает все международные стандарты, предоставляет автоматические отчёты по любому проводимому исследованию и позволяет получить точные модели спроектированных деталей с необходимыми геометрическими параметрами, без необходимости твердотельного моделирования. Данное ПО без сомнений является отличным продуктом для освоения современному инженеру.

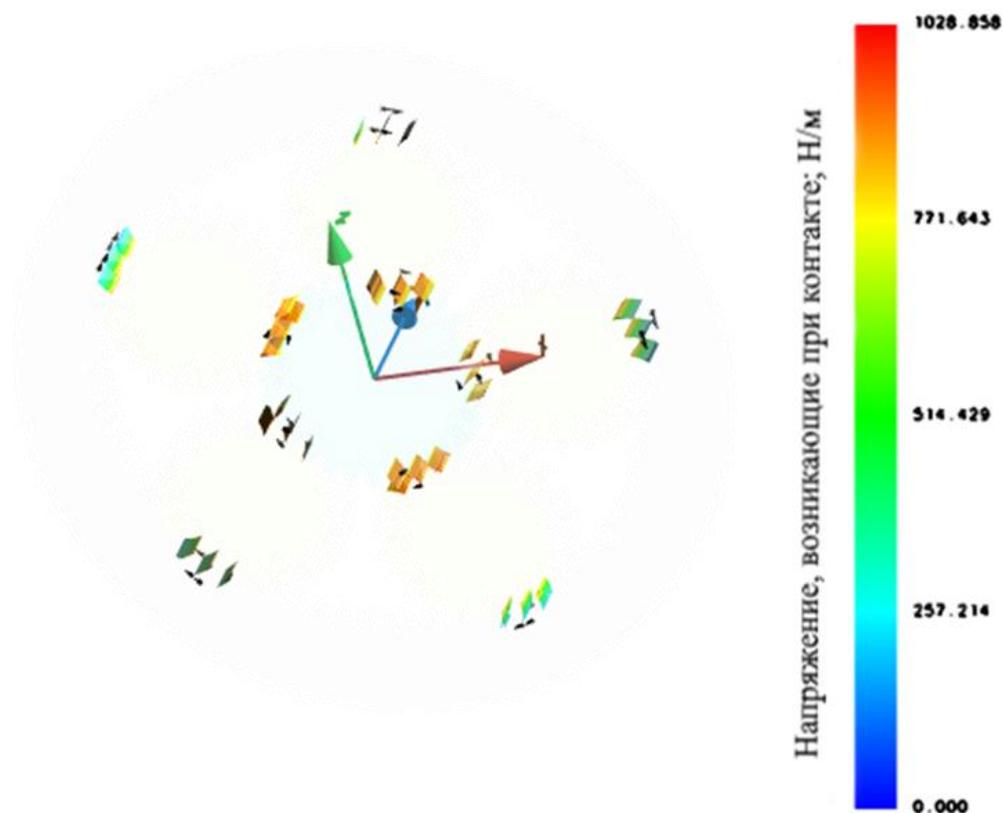


Рисунок 4 - Контактный анализ системы

Литература

1. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.]; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск: БНТУ, 2019. – Ч. 1: Механические передачи. – 215 с.
2. Нестеренко, Е. С. Основы систем автоматизированного проектирования [Электронный ресурс]: электрон. конспект лекций / Е. С. Нестеренко; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т) - Электрон. текстовые и граф. дан. (0,31 Мбайт). - Самара, 2013
3. Дудкина И. М. Системы автоматизированного проектирования. Учебное пособие. Ростов-на-Дону. Ростовский государственный университет путей сообщения, 2007 – 135 с.
4. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Детали машин: Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. – М.: Высшая школа, 1990 г.

5. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., – М.: Машиностроение, 1988г.

6. Применение систем автоматизированного проектирования для расчётов деталей машин. Часть 1. Исследование напряжённо-деформированного состояния деталей машин: Учебно-методическое пособие / ФГБОУ ВПО РХТУ им. Д.И. Менделеева, Новомосковский институт (филиал); Новомосковск, 2012.- 56 с.

7. Применение программного обеспечения KISSsoft для производства зубчатых колес [Электронный ресурс]: Режим доступа: <https://fea.ru/news/7842>

Эволюция редукторов

Студенты гр. 10305221 Злочевский А.Д., Махнач М.Г.

Научный руководитель – доцент Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

История редуктора начинается с древнейших времен. Уже в древности люди понимали важность создания механизмов, которые могли бы изменять скорость или момент вращения в различных технических процессах. С течением времени, с развитием науки и технологии, редукторы стали играть важную роль в различных областях, таких как земледелие, текстильная промышленность, станкостроение и многие другие.

Античное время было периодом значительного развития научных и технических знаний, которые привели к созданию множества удивительных устройств, механизмов и машин. Здесь ключевыми моментами развития были:

1. Работы Герона Александрийского (1 век н.э.) был известным ученым и инженером Древней Греции. Редуктор созданный Героном был механическим устройством, состоящим из двух колес, разного диаметра. Большое колесо было приведено в движение, а малое колесо с небольшими зубьями подвешено к оси большого колеса и вращалось в противоположном направлении. При вращении большого колеса, малое колесо начинало вращаться со скоростью, которая была меньше, чем скорость большого колеса. Это позволяло получить нужную скорость или момент вращения для конкретной задачи.

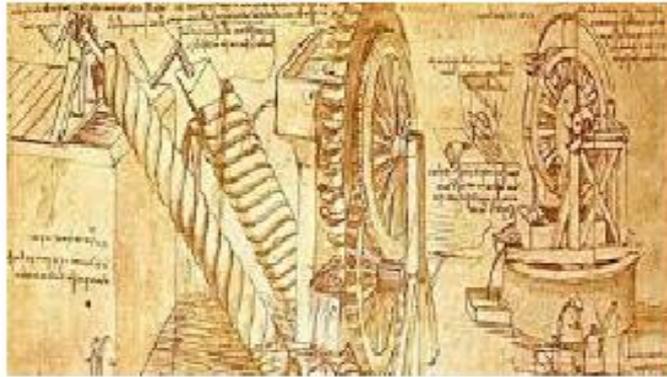


Рисунок 1. Редуктор Герона

2. В 1-2 веках н.э. китайские ученые создали механизмы, которые использовались для управления колесными возами и другими транспортными средствами. Древние китайские ученые обладали высокими знаниями в области механики и техники. Они изобрели механизмы, которые использовались для управления колесными возами и другими транспортными средствами, создавая таким образом значительное удобство для людей. Основа этих механизмов состояла из редукторов, которые существенно повышали эффективность работы транспортных устройств.

Редукторы включали в себя несколько шестерен, которые с помощью зубчатых соединений обеспечивали перенос силы и передачу вращательного движения. Благодаря редукторам, колесные возы могли перемещаться на большую скорость и преодолевать большие расстояния без значительной усталости животных.

3. Работы Ктесивия (II век н.э.) - древнегреческий инженер, Он занимался разработкой различных механизмов, включая гидравлические машины и механизмы для извлечения воды из колодцев. В своих работах он использовал редукторы, которые позволяли значительно увеличить мощность и эффективность своих механизмов. Одним из наиболее известных изобретений Ктесивия является гидравлический орган. Он представлял собой ряд водопадов, расположенных на разных высотах, и резервуаров, соединенных трубопроводами. Когда вода падала с одного уровня на другой, то генерировалось давление, которое могло использоваться для работы различных механических устройств, таких как привод вентиляторов или насосов. Редукторы увеличивали мощность механизма, используя эту энергию наиболее эффективно.

Также Ктесивий изобрел механизм для извлечения воды из колодцев. Это была система рычагов и крюков, которая использует силу ручного движения для перемещения большого количества воды из глубоко расположенных источников. Редукторы, которые были включены в этот механизм, позволяли преобразовать медленное и усиливать быстрое движение для более эффективного использования энергии.

4. В 4 веке до н.э. Демокрит - один из величайших древнегреческих ученых и философов, живший в 5-4 веках до нашей эры. Создал первый элементарный винтовой редуктор, работа которого основывалась на изменении радиусов первого и второго зубчатых колес. Редуктор Демокрита состоял из двух зубчатых колес разного размера, одно из которых было прикреплено к винту, а другое - к выходному валу. При вращении винта вращение передавалось на первое зубчатое колесо, которое, в свою очередь, передавало вращение на второе колесо меньшего размера, что приводило к увеличению крутящего момента на выходе. Таким образом, винтовой редуктор позволял увеличивать мощность и эффективность работы механизмов.

В целом, Античное время было периодом, когда технические и научные представления существовали на основе простых механических устройств. Изобретатели и ученые старались создавать механизмы и машины, которые могли быть использованы в различных промышленных и производственных процессах, а редукторы стали одним из ключевых компонентов этих механизмов.

В средние века эволюция редукторов продолжилась:

1. Аль-Джазари (1136-1206) - известный инженер и механик создал множество устройств. Одним из его наиболее знаменитых изобретений был гидравлический редуктор. Это устройство являлось комплексной машиной, которая использовалась для различных целей. С ее помощью можно было, например, поднимать воду из колодца, перекачивать ее из одного бака в другой или управлять другими механизмами. Аль-Джазари создал гидравлический редуктор, используя принципы гидростатики. Основным элементом редуктора был так называемый "диск Кривой". Это был круглый диск, движение которого вызывалось вращением рукоятки. В середине диска находился поршень, который связывался с другими механизмами. Когда диск начинал вращаться, масло из одного бака поступало внутрь поршня, что вызывало его движение вверх. Затем этот поршень отправлял масло в другой бак, создавая поток, который мог использоваться для различных целей.

Гидравлический редуктор Аль-Джазари был очень эффективным и многофункциональным устройством. Он мог использоваться для различных целей, и был часто устанавливаем на фонтаны, орошаемые земли и для различных ремонтных работ.

2. Изобретение горизонтальной мельницы для измельчения зерна в Средиземном мире в XII веке. Перед появлением горизонтальных мельниц для измельчения зерна в Средние века использовались вертикальные мельницы, которые работали на принципе энергии воды или ветра. Эти мельницы оказались неэффективными, поскольку их производительность была низкой.

Горизонтальные мельницы, созданные в XII веке, использовали редукцию передач, что позволяло значительно увеличить производительность и уменьшить количество необходимой силы для ее запуска. Эти новые мельницы были созданы в Средиземноморье, где в это время процветала культура моления пшеницу, прежде всего в Испании и на островах.

Устройство горизонтальной мельницы представляло собой металлическую шестеренку с вертикально расположенной осью, соединенной с поворотным валом, на который подавалась мощность от ветра или воды. Редукция передач на шестеренке передавала энергию от вертикальной оси к горизонтальной оси, на которой располагались камни для измельчения зерна. С помощью горизонтальной мельницы производительность мельниц была значительно увеличена в сравнении с вертикальными мельницами, увеличилась скорость работы и уменьшились расходы на оборудование. Это позволило производить значительно больше муки и значительно улучшило жизнь населения в те времена.

3. В XIII веке был изобретён полуавтоматический механический часовой механизм, который использовал редукторы для контроля скорости его работы.



Рисунок 2. Полуавтоматический механический часовой механизм

В часовом механизме редукторы использовались для контроля скорости работы часового механизма. Это было необходимо для того, чтобы часы работали точно и показывали правильное время. Редукторы замедляли скорость вращения основной оси часового механизма, передавая уменьшенную силу на другую часть механизма, которая отвечала за движение часовых стрелок. Это позволяло повысить точность работы часового механизма.

4. В XIV веке были изобретены редукторы в сочетании с ручным колесом для получения высокой эффективности преобразования механической энергии. Редуктор был составлен из двух зубчатых колес разного диаметра, которые были связаны между собой. Устройство было установлено в сочетании с ручным колесом. Вращение ручного колеса перемещало большое колесо на меньшее колесо, что приводило к снижению скорости вращения.



Рисунок 3. Редуктор с ручным колесом

Таким образом, редуктор уменьшал скорость вращения, но увеличивал крутящий момент. Принцип работы редуктора заключается в том, что его зубчатые колеса передают скорость и силу от одного участка механизма к другому через зубчатую передачу. Скорость движения изменяется в зависимости от размера зубчатых колес, с которыми работает редуктор. Чем больше зубьев на колесе, тем медленнее оно вращается, но производит больше силы.

Использование редукторов в сочетании с ручным колесом позволило проводить высокоэффективную конверсию механической энергии в работу, что использовалось, например, для нагнетания воды.

В целом, развитие редуктора в Средние века проходило путь от примитивных механизмов до более эффективных и сложных систем. Инженеры и ученые постоянно искали новые и более технологически продвинутые методы, чтобы улучшить уже существующие механизмы, что привело к созданию новых редукторов, которые должны были справляться со сложными промышленными задачами.

В Новое время развитие техники продолжилось:

1. Английский инженер и изобретатель Джеймс Уатт, который в 1769 году изобрел паровой двигатель с паровым редуктором. Паровой редуктор, изобретенный Джеймсом Уаттом, позволил эффективно использовать паровую мощность для привода различных механизмов. Редуктор состоял из двух или более зубчатых колес, соединенных через ось. Пар из парового двигателя подавался на большое зубчатое колесо, которое передавало вращение на меньшее зубчатое колесо, которое уже могло приводить в движение различные насосы, ковши, мельницы и другие механизмы. Благодаря использованию парового редуктора Джеймс Уатт смог значительно повысить эффективность своего парового двигателя и создать мощные паровые машины, которые использовались в самых различных областях, от фабрик до транспортных средств.



Рисунок 4. Паровой редуктор Джеймса Уатта

2. В 1829 году был разработан первый проект для главной передачи автомобиля, используя комбинацию временных передач с редуктором. Этот механизм был назван "блокировочным механизмом". Это был переключатель, который перемещался между парами передач, связанных с редуктором. Редуктор был создан для осуществления главной передачи в автомобиле. Главная передача предназначена для регулирования скорости

движения автомобиля и передачи вращательного движения от двигателя к колесам. Редуктор представлял собой систему зубчатых колес, которые изменяли отношение между крутящим моментом и скоростью вращения колес автомобиля. Он позволял автомобилю развивать различную скорость движения, что было особенно важно на различных поверхностях и в технических условиях. Комбинация ременных передач с редуктором позволяла автомобилю развивать высокую скорость на прямых участках дорог, а также изменять передаточное число для обеспечения более высокого крутящего момента на подъемах или в тяжелых условиях. Редуктор автомобиля представлял собой сбалансированную систему, что обеспечивало необходимую гибкость и эффективность в управлении движением автомобиля.

Этот редуктор стал прототипом для дальнейшего развития трансмиссии автомобилей.

3. В 1869 году был создан «мультипликционный редуктор» для дробильных машин и железнодорожных транспортных средств. Он работал на принципе последовательного соединения нескольких зубчатых колес различных диаметров, что позволяло увеличивать механическое усилие на выходе при минимальном изменении скорости. Такой редуктор нашел свое применение в промышленности, где требовалось передавать высокий крутящий момент на малый объем передачи, например, в работе шпиндели узлов прядильных машин.

В заключение можно с уверенностью сказать, что история развития редукторов полна интересных и значимых событий, открывших новые возможности для применения механизмов в различных областях жизни. Начиная с древних времен и до наших дней, разработка редукторов была основой для создания множества инновационных механизмов и машин, которые стали частью нашего повседневного мира.

Современные технологии позволяют нам создавать все более сложные типы редукторов, которые обеспечивают высокую точность и эффективность при работе с различными изделиями и оборудованием.



Рисунок 5. Трехступенчатый редуктор

Литература

1. Электронный ресурс: https://fam-drive.ru/News/reductor_history
2. Электронный ресурс: <https://picturehistory.livejournal.com/563709.mhtml>
3. Электронный ресурс: <https://ru.m.wikipedia.org/wiki/Аль-Джазари>

Стабилизатор орудия танка

Студент гр. 10305221 Алейников И.А.

Научный руководитель – доцент Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Стабилизатор прицела танковых орудий (стабилизатор орудия танка) – это устройство, позволяющее сохранять стабильное положение дула и прицеливаться на цель. Это техническое решение имеет огромное значение для эффективного применения танков в боевых условиях.

Появление стабилизаторов танковых орудий было необходимым для улучшения точности стрельбы в движении. Без стабилизатора танковое орудие может не попасть в цель из-за тряски и колебания, которые возникают при движении танка. Стабилизатор позволяет уменьшить эти колебания и улучшить точность стрельбы. Это особенно важно для современных танков, которые должны быть способными быстро маневрировать на поле боя и вести огонь на ходу.

Идея родилась из старинной детской игрушки, известной как волчок, а история создания устройства началась в конце 19 века. Обычная детская игрушка дала большой скачок в развитии науки. Гироскоп, название которого можно перевести как «наблюдатель вращений», был предложен в 1852 году французским ученым Леоном Фуко для изобретенного им прибора, предназначенного для демонстрации вращения Земли вокруг своей оси. Фуко поместил вращающийся маховик в некое устройство, называемое кардановым подвесом, поэтому долгое время слово «гироскоп» использовалось для обозначения быстро закрученного вращающегося симметричного твердого тела.

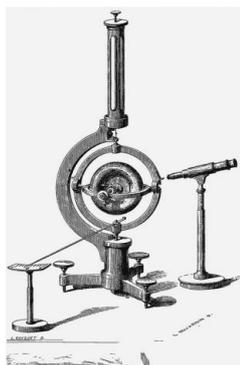


Рисунок 1. Гирскоп Фуко

Уже тогда было понятно что эта технология даст свое развитие в военной сфере, и найдет свое применение в различных устройствах или военной технике.

В 1908 году германский инженер Ханс Ригерс разработал первый гироскопический компас, который как раз таки и использовался на военных кораблях во время Первой мировой войны. К тому времени были изобретены и другие типы гироскопов, также применяемые военными для определения направления и угла крена. В 1912 году американский ученый Элмер Сперри создал первый практический гироскопический прибор для авиации, который развивался вплоть до создания современных инерциальных навигационных систем.

Гироскопический стабилизатор применяется в танковых орудиях, появление которых началось в 1950-х годах, когда были созданы первые танки с подвижным дулом. По мере увеличения скорости танка и улучшения его маневренности, возникла необходимость сохранять стабильный обзор и целеуказание даже в движении. Первыми танками, на которых были установлены стабилизаторы орудия, стали американские M46 и M47 Patton.

Вскоре подобные устройства появились на танках других стран, и в настоящее время практически все современные боевые машины оснащаются подобными устройствами. Преимущества использования стабилизатора неоспоримо. Современный танк невозможно представить без этого устройства.

Основной целью использования стабилизатора орудия танка является увеличение точности стрельбы и скорости поражения цели. Кроме того, есть еще несколько преимуществ использования подобного устройства:

- увеличение эффективности работ танка в условиях ограниченной видимости, например, в бою в условиях ночного видения;
- снижение загрузки на экипаж танка, что повышает их боеспособность и минимизирует вероятность ошибок при прицеливании;
- уменьшение риска повреждения танка при стрельбе в движении, так как стабилизатор позволяет сохранить стабильное положение дула при поражении цели.

Под руководством инженера В.А.Павлова был спроектирован и изготовлен танковый телескопический прицел ТОС-1 со стабилизированным полем зрения в вертикальной плоскости.

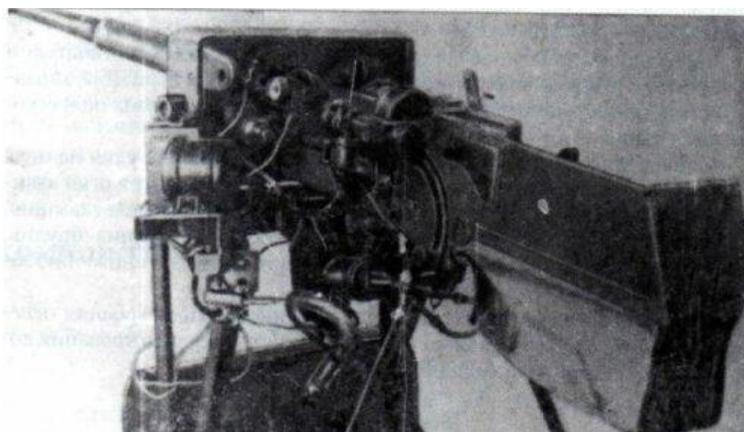


Рисунок 2. 45-мм танковая пушка с прицелом ТОС образца 1934 года

Так как стабилизаторы танковых орудий в 30-х годах только начали разрабатывать, то конструкторы, для возможности ведения Т-26 огня с ходу, разработали систему разрешения выстрела. Так как во время движения танка по пересечённой местности его орудие находится в состоянии качания, и выстрелить из него не возможно. В прицел ввели гироскоп, который стабилизировал поле зрения прицела танка. Если в момент выстрела ось канала ствола и прицела не совпадала, то выстрел не происходил до тех пор, пока это значение не будет равно минимально допустимому. В момент совпадения линии визирования и пушки, цепи стрельбы замыкаются, в результате чего автоматически происходил выстрел.

В современных танках присутствует аналогичная система, с той лишь разницей, что пушка танка стабилизирована, как и прицел. Но из-за того, что точность стабилизации пушки несколько ниже, чем прицела, для сведения их рассогласованности к минимуму и нужен блок разрешения выстрела. У танков Т-90 он, к примеру, электронный и встроен в танковый

баллистический вычислитель (ТБВ). А у танков Т-72Б его роль играют два контакта, один закреплён на стабилизаторе в прицеле, а другой к орудию. При рассогласованном положении контакты разомкнуты, и выстрел нельзя произвести. Как только значение рассогласованности сводится к минимуму, контакты замыкаются, и происходит выстрел.

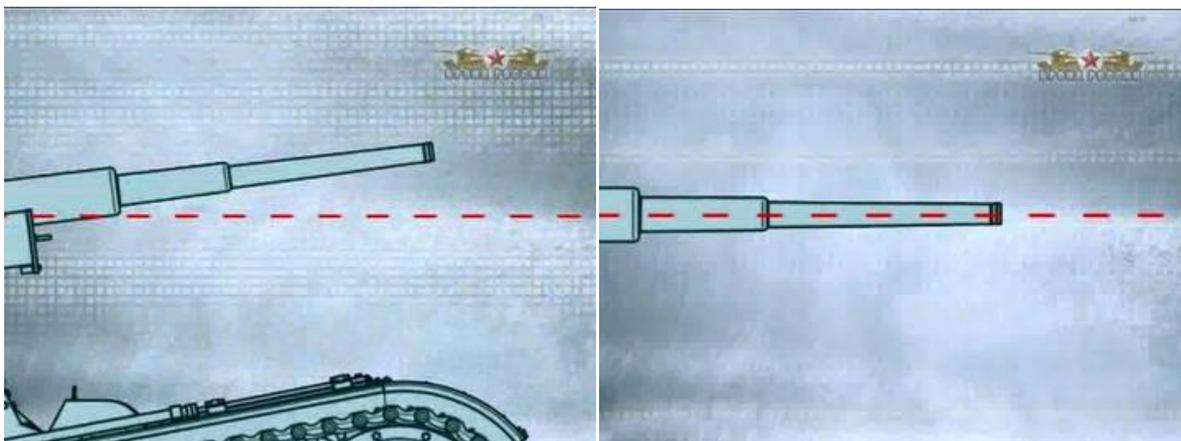


Рисунок 3. Согласование положения пушки и прицела

Освоение в войсках этой конструкции было связано с длительным периодом обучения наводчиков для выработки у них определённых навыков по использованию прицела при стрельбе с ходу, поэтому в начале войны она была снята с вооружения. В 1936-1937 годах по проекту, разработанному группой инженеров ВАММ им. Сталина был построен опытный образец стабилизированной башни для малого плавающего танка Т-38. Позднее, в 1938 году в ВАММ было разработано ещё несколько проектов стабилизированных установок, в частности, стабилизированной башни для лёгкого танка БТ-7, однако они не были реализованы.

Стабилизатор имеет два режима работы: автоматический и полуавтоматический. Автоматический режим является основным режимом для боевых целей, где стабилизатор работает на полную работоспособность и будет непрерывно стабилизировать пушку с максимальной точностью. Этот режим является режимом по умолчанию во время боя и используется при стрельбе со всех позиций – стационарных, во время движения, а также во время коротких привалов. Полуавтоматический режим является вспомогательным режимом работы, а также аварийным режимом в случае отказа стабилизатора, когда система стабилизации не используется, и вместо этого система возвращается к усиленной башне и системе управления орудием. Система автоблокировки получило свое развитие в стабилизаторе

СТП-2П «Заря», в котором автоматически гидроблокирует привод подъема орудия, когда наводчик нажимает кнопку стрельбы, и сохраняет блокировку до тех пор, пока заряжающий не закончит заряжать пистолет и не нажмет кнопку безопасности. Это особенность, которую он разделяет со всеми другими советскими стабилизаторами танковых орудий того периода. В момент стрельбы пушка должна быть гидроблокирована, так как момент силы от отдачи орудия значительно превышает момент силы, который может быть создан приводом подъема орудия. Таким образом, стабилизатор не сможет удержать пушку направленной под желаемым углом возвышения, а дуло будет иметь тенденцию быть брошенным вверх (дульный подъем), в результате чего наводчик немедленно потеряет из виду цель и сделает невозможным наблюдение за падением выстрела. Эта проблема решается путем фиксации пистолета на месте. После того, как пистолет заряжен и заряжающий нажал кнопку безопасности, пистолет возвращается в стабилизированное состояние для последующих выстрелов. Кроме того, система автоблокировки также улучшает условия работы заряжающего, так как казенная часть орудия не перемещается вверх и вниз относительно колеблющегося корпуса при движении танка по неровной местности. В таких условиях заряжать орудие не только сложнее, но и несколько опасно, так как особенно крутой ухаб или яма на дороге, которая заставляет транспортное средство наклоняться вверх или нырять вниз, может привести к тому, что казенная часть будет раскачиваться в противоположном направлении на высокой скорости в ответ. Это может привести к травмам погрузчика. Таким образом, включение функции автоблокировщика улучшает скорострельность РТ-76В, когда он находится в движении по пересеченной местности.

В зависимости от ситуации командир РТ-76 может включать или выключать автоблокировщик по своему усмотрению. Например, в руководстве РТ-76В говорится, что когда резервуар находится на плаву в спокойных водах, система автоблокировки может быть отключена. В этом случае пушка блокируется только в момент стрельбы и возвращается в стабилизированное состояние сразу после того, как пушка завершила цикл отдачи. Сочетание спокойных вод и низкой скорости плавания делает ненужным держать пушку гидроблокированной, пока заряжающий выполняет свои обязанности, так как пушка не сильно колеблется в таких условиях.

В России создан электромеханический стабилизатор вооружения 2Э58 нового поколения, позволяющий новым российским танкам вращать башню

и вести огонь в режиме «тихого наблюдения», а также разрабатывается вариант этого стабилизатора для танка Т-90МС. В стабилизаторе танкового вооружения 2Э58 гидравлический привод заменен на электрический. Это позволяет радикально — до 10-15 раз - снизить энергопотребление стабилизатора и реализовать режим так называемого „тихого наблюдения“, когда наводчик и командир танка могут вращать башню, поднимать и опускать пушку, вести огонь без включения двигателей, только благодаря работе аккумулятора танка. Также применение электромеханического стабилизатора позволит радикально снизить затраты на техническое обслуживание и пожарную безопасность в танке, так как в нем не используется рабочая гидравлическая жидкость, которая при разрыве шланга заливает всю внутренность танка и может привести к пожару. Представленный на РАЕ-2015 стабилизатор 2Э58 предназначен для модернизации танков Т-72 и Т-62.

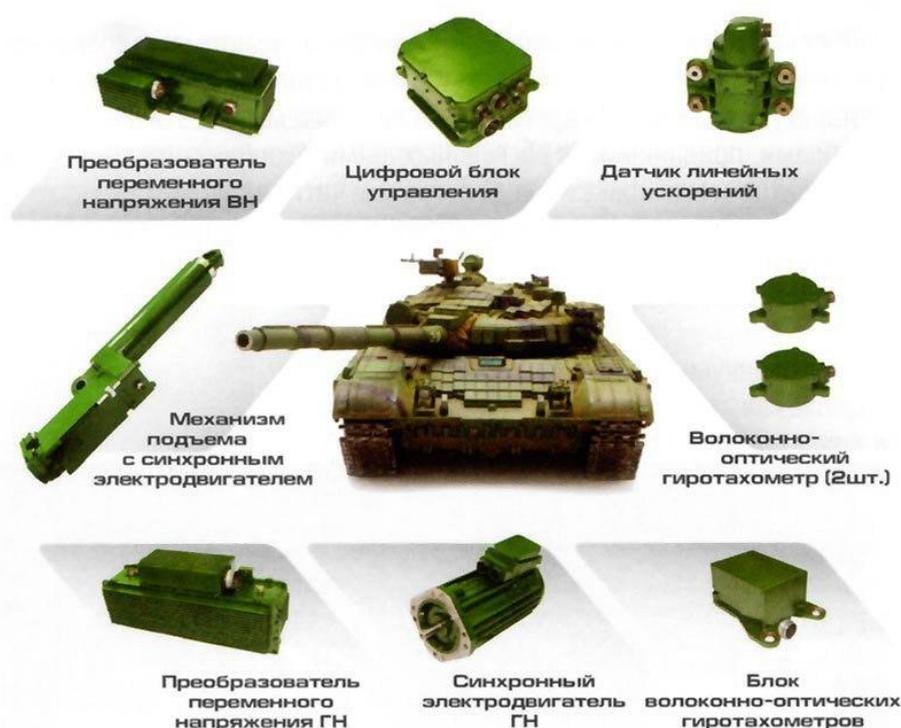


Рисунок 4. Система стабилизации

«Система согласования орудия с прицелом» обеспечивает требуемые высокие характеристики. Наводчик управляет стабилизированной линией прицеливания, а система стабилизации пушки и башни согласуется с линией

прицеливания с учетом поправки в угол прицеливания и поправки в угол упреждения.

Точная стрельба возможна лишь в том случае, если ствол пушки находится в точно заданном положении в момент стрельбы, предполагая, что линия прицеливания установлена наводчиком в нужное положение. Это контролируется схемой совпадений. Схема проверяет отклонение положения пушки относительно линии прицеливания посредством сравнения сигналов решающим устройством от головного зеркала и приводов пушки и башни.

Если сигналы находятся в пределах какого-то небольшого окна, выполняется одно условие стрельбы. Другим условием является скорость перемещения ствола пушки по вертикали и горизонтали в пределах окна совпадений. Скорость должна быть нулевой с малой допустимой погрешностью, что означает, что ствол пушки не выйдет за пределы окна совпадений во время стрельбы.

Так же простые стабилизаторы нашли свое применение и по сей день применяются в различных областях, включая авиацию, морскую и сухопутную технику, космическую технологию, робототехнику, фотографию и видеосъемку и даже игрушки.

Они используются для обеспечения более стабильного полета или движения, снижения вибрации и дрожи в кадрах, улучшения точности наведения, улучшения устойчивости и контроля при маневрировании в пространстве и т.д.



Рисунок 5. Механизмы со стабилизаторами

Примерами простых стабилизаторов движения могут служить гиростабилизаторы, активные подвески, настройка системы автопилота, электронные стабилизаторы и т.д.

Литература

1. Стабилизатор вооружения — Википедия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Стабилизатор_вооружения
2. Как это работает. Гироскоп [Электронный ресурс].–Режим доступа:<https://rostec.ru/news/kak-eto-rabotaet-giroskop/?ysclid=lljrlyi8ea393179887>
3. Ростех: Как это работает. Гироскоп | АО «НИИ «Полюс» им. М.Ф.Стельмаха» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://niipolyus.ru/company/mass-media-about-us/item1063?ysclid=lljrm8gvs2116085406>
4. Weapon Stabilization Systems | Gun Stabilizers & Aim Control Enhancers [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.defenseadvancement.com/suppliers/stabilization-systems/>
5. Первые советские ИК приборы и стабилизаторы прицела танковых орудий [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://raigar.livejournal.com/52784.html?ysclid=lljrn0on5p828436521>
6. Tankograd: PT-76 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://thesovietarmourblog.blogspot.com/2018/02/pt-76.html?showComment=1533867821236>
7. "Ракетные танки" - Коллектив авторов - Страница 17 - ЛитМир Club [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://litmir.club/br/?b=549044&p=17&ysclid=lljrpqdg96305977263>
8. Привод стабилизатора танкового вооружения в горизонтальной плоскости [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ivspecodezda.ru/privod-stabilizatora-tankovogo-vooruzheniya-v-gorizontalnoy-ploskosti/?ysclid=lljru5zq7b182483610>

УДК 629

**Анализ статистики аварийных отказов приводов в
проходческо-очистных комбайнах**

Студент гр. 10205121 Новиков С.Ю.

Научный руководитель – ст.пр. Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

На горных предприятиях, осуществляющих добычу калийно-магниевого руд подземным способом, используют механизированные

комбайновые комплексы и камерную систему разработки. Ведутся научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по совершенствованию выпускаемой продукции: наиболее современные модификации комбайнов «Урал-20Р» комплектуются системами регистрации и визуализации токовых нагрузок приводных электродвигателей породоразрушающих исполнительных органов и погрузочного оборудования. Однако регулирование режимных параметров работы комбайна (скорости подачи на забой) и оценка нагруженности приводов в режиме реального времени выполняет оператор.

Корректная оценка величины и характера изменения нагрузок приводов выемочных машин калийных рудников позволяет обосновать рациональные параметры процесса разрушения соляного массива резами исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов и минимизировать количество аварийных отказов, возникновение которых обусловлено сверхнормативными нагрузками. Существенное число случайных факторов, влияющих на нагруженность приводов проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р», определяет неизбежное возникновение ошибок при расчете мгновенных величин случайных нестационарных нагрузок в механических трансмиссиях комбайнов, что, в свою очередь, приводит к повышенной аварийности данных выемочных машин.

Мгновенную нагрузку на приводы исполнительных органов комбайнов «Урал-20Р» можно математически описать как сумму трех составляющих:

$$N(t) = N_1(t) + N_2(t) + N_3(t), \quad (1)$$

где $N(t)$ – мгновенное значение нагрузки на приводе исполнительного органа комбайна; $N_1(t)$ – составляющая, определяемая физико-механическими свойствами разрушаемого калийного массива и геометрическими параметрами забоя; $N_2(t)$ – составляющая, определяемая техническим состоянием и кинематикой исполнительных органов проходческо-очистного комбайна; $N_3(t)$ – составляющая, определяемая режимными параметрами работы проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р», в частности, скоростью подачи на забой.

Важными техническими характеристиками проходческо-очистных комбайнов с исполнительными органами бурового типа являются: форма и размеры проходимых выработок.

Комбайны «Урал-20Р» осуществляют проходку выработок с сечением арочной формы. От формы выработки зависит полнота извлечения и потери

калийно-магниевого руд. Величина потерь руды в очистной камере рассчитывается по формуле:

$$\Delta = \frac{S_{оп} - S_k}{S_{оп}} \cdot 100\% \quad (2)$$

где $S_{оп}$ – площадь прямоугольника, описанного вокруг контура сечения выработки, пройденной комбайном, m^2 ; S_k – площадь сечения пройденной выработки, m^2 .

При мощности пласта калийной руды свыше 4 м применяется двухслойная отработка камер с перекрытием сечений по высоте, первым ходом проходческо-очистной комбайн осуществляет выемку верхнего слоя (работает полным забоем). После отгона комбайна нижний слой отрабатывается вторым ходом. При этом площадь забоя меньше площади сечения исполнительных органов выемочной машины – комбайн выполняет подрубку пласта. Разрушение калийного массива полным сечением исполнительных органов является наиболее благоприятным условием работы комбайна и позволяет обеспечить максимальную техническую производительность выемочной машины при минимальных удельных энергозатратах и динамических нагрузках на приводы.

Технологическая операция подрубки характеризуется значительными динамическими нагрузками на приводы исполнительных органов комбайнов. Отсутствие эффективных демпфирующих устройств и пульсирующий характер нагрузок обуславливают возникновение ударов, передающихся на валы, подшипники, зубчатые передачи, что приводит к ускоренному износу и аварийному разрушению дорогостоящих редукторов, простоям выемочных машин.

Примеры наиболее частых аварийных отказов редукторов при работе комбайнов неполным сечением:

| Наименование редуктора | доля от общего числа отказов, % |
|--|---------------------------------|
| <i>Поворотного планетарного исполнительного органа</i> | 35,6 |
| <i>Бермового исполнительного органа</i> | 14,6 |
| <i>Конвейера тихоходного</i> | 14,5 |
| <i>Раздаточного планетарного исполнительного органа</i> | 9,7 |
| <i>Гусеничной ходовой тележки</i> | 8,7 |
| <i>Конвейера быстроходного</i> | 5,7 |
| <i>Относительного вращения планетарного исполнительного органа</i> | 3,8 |
| <i>Отбойного устройства</i> | 2,9 |
| <i>Маслостанции</i> | 2,6 |
| <i>Переносного вращения планетарного исполнительного органа</i> | 1,9 |

С целью выявления основных закономерностей процесса формирования нагрузок на элементы приводов проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» при отработке забоя неполным сечением исполнительных органов экспериментальные исследования были выполнены в реальных условиях на одном из рудников Верхнекамского месторождения калийно-магниевых солей. По данным, предоставленным маркшейдерской службой рудника, высота разрушаемого массива составляла 1,0-1,1 м, площадь забоя 5,5-6,1 м², угол наклона выработки изменялся в диапазоне +1-3° (движение комбайна снизу вверх).

Наиболее нагруженными двигателями проходческо-очистного комбайна «Урал-20Р» являются двигатели бермовых исполнительных органов, осуществляющих разрушение калийного массива у почвы выработки и погрузку отбитой горной массы на скребковый конвейер. Большая часть мощности, потребляемой двигателями бермовых исполнительных органов, расходуется не на разрушение забоя, а на погрузку, циркуляцию и переизмельчение руды в спиральных каналах шнеков. Наиболее существенная вариативность нагрузок наблюдается на приводах переносного и относительного движения резцовых дисков сдвоенных планетарных исполнительных органов. При выполнении подрубки продуктивного пласта средние квадратичные отклонения мощностей указанных приводов увеличиваются в 2,3-2,5 раза по сравнению с отработкой забоя сплошным сечением.

Следует отметить, что при работе комбайна в рассматриваемых условиях в контакте с забоем попеременно находится только один из двух поворотных редукторов планетарного исполнительного органа. И штатная система индикации комбайна сигнализирует о наличии сверхнормативных нагрузок при двукратной перегрузке поворотного редуктора. Этим объясняется то, что свыше 35 % от общего числа аварийных отказов редукторов комбайнов «Урал-20Р» приходится на поворотные редукторы планетарных исполнительных органов.

Анализ результатов исследований показал, что скорость подачи комбайна V_n превышала допустимое значение по критерию максимально допустимой толщины стружки h_{max} , значение которой определяется конструкцией породоразрушающего инструмента и планетарного исполнительного органа. В ходе визуальных наблюдений за движением комбайна «Урал-20Р» при выполнении подрубки продуктивного пласта отмечены существенные вибрации корпуса выемочной машины, масса

которой составляет 110 т, а также проскальзывания гусениц ходового оборудования.

Анализ статистики аварийных отказов проходческо-очистных комбайнов «Урал-20Р» позволяют сделать следующие выводы:

при работе комбайнов «Урал-20Р» неполным сечением исполнительных органов (выполнении технологической операции подрубки пласта) следует ограничивать скорость подачи выемочной машины на забой по критерию максимально допустимой толщины стружки;

наиболее нагруженными приводами комбайнов «Урал-20Р» являются приводы бермовых исполнительных органов, так как существенная часть энергии в процессе их работы тратится на перемещение и измельчение калийной руды;

наибольшей вариативностью характеризуются нагрузки приводов относительного движения резовых дисков планетарных исполнительных органов, что определяет высокую вероятность аварийных отказов указанных приводов.

штатные системы управления и индикации комбайна «Урал-20Р» нуждаются в совершенствовании, так как не позволяют контролировать величины динамических составляющих нагрузок на приводы комбайна и регистрировать значения скорости подачи комбайна на забой в режиме реального времени.

работа комбайна «Урал-20Р» неполным сечением исполнительных органов с большой скоростью подачи приводит к ускоренному расходу ресурса и аварийным отказам редукторов и приводных электродвигателей выемочной машины.

Литература

1. Трифанов, М.Г. Оценка нагруженности приводов проходческо-очистных комбайнов "Урал" в реальных условиях эксплуатации / М.Г. Трифанов, Д.И. Шишлянников, С.Л. Иванов. – : Горный информационно-аналитический бюллетень, 2018. – 166-174 с.

2. Шишлянников Д.И. Оценка нагруженности приводов комбайнов «Урал20Р» при двухстадийной разработке забоя / Д.И.Шишлянников, М.Г.Трифанов, Г.Д.Трифанов // Записки Горного института. 2020. Т. 242. С. 234-241. DOI: 10.31897/PMI.2020.2.234

УДК 629

Особенности работы проходческо-очистного комбайна

Студент гр. 10205121 Малашко А.Н.

Научный руководитель – ст.пр. Куранова О.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В горнодобывающей промышленности Беларуси калийные руды добываются подземным способом с использованием комбайнов.

Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р» (рис. 1) предназначен для эксплуатации в макроклиматических районах с умеренным климатом, выпускается в соответствии с ГОСТ 15150 для диапазонов температур окружающей среды от +5 до +35°С, используется на очистных работах в камерах и проходки выработок овално-арочной формы по пластам калийных руд мощностью 3,0-3,7 м при углах падения до $\pm 12^\circ$ с сопротивляемостью пород резанию до $A_p=450$ Н/мм.



Рисунок 1 Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р»

Технические характеристики комбайна представлены в таблице

| Наименование основных параметров и размеров | Норма |
|---|---------------------|
| Техническая производительность при сопротивляемости пород резанию $A_p=450$ Н/мм, | 8 |
| Максимальная скорость движения комбайна, м/мин. | 4 |
| Суммарная номинальная мощность двигателей комбайна, кВт, не более | 710 |
| Суммарная номинальная мощность двигателей основного исполнительного органа, кВт, не более | 395 |
| Тип исполнительного органа | планетарно-дисковый |
| Высота выработки, м | 3,1 |
| Габаритные размеры, мм, не более: | |
| - длина | 12000 |
| - ширина по боковым фрезам | 5100 |
| - высота по рабочему органу | 3100 |
| Масса комбайна, т, не более | 110 |

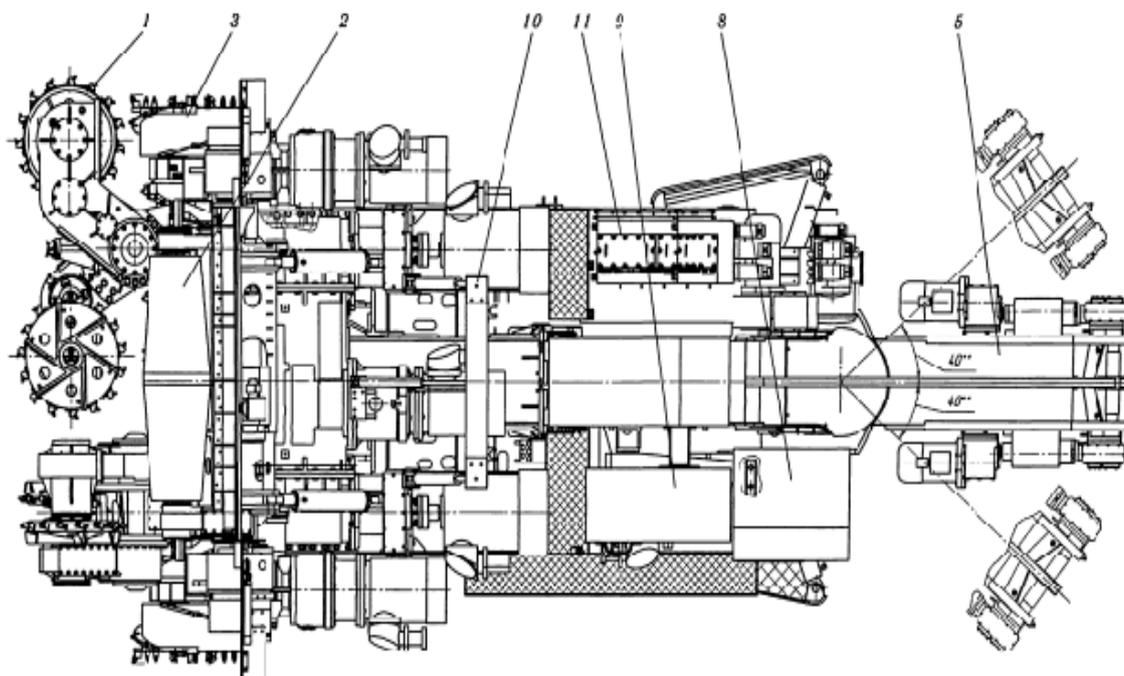


Рисунок 2 Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р» (схема, вид сверху)



Рисунок 3 Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р» (вид сверху)

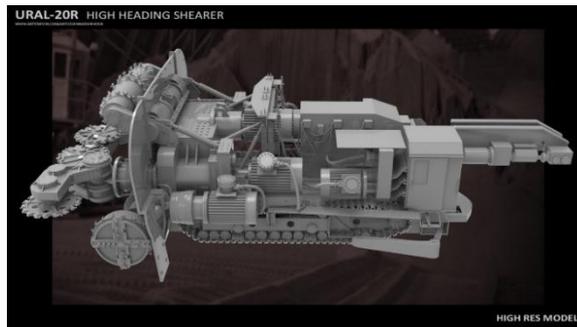


Рисунок 4 Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р» (вид сбоку)

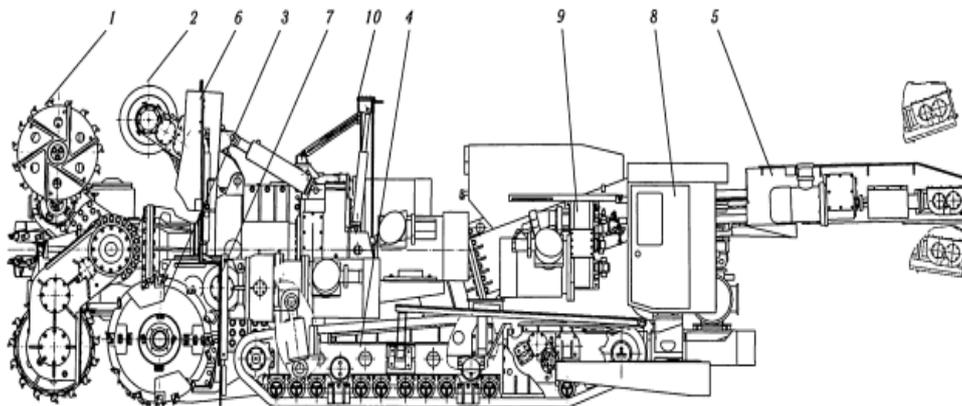


Рисунок 5 Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р»
(схема, вид сбоку)

- 1 - резцовый диск, 2- отбойный барабан, 3- бермовая фреза,
4- гусеничная ходовая часть, 5- скребковый конвейер,
6- щит ограждения, 7- щитки, 8- скребковый конвейер,
9- насосная станция, 10- бурильная установка, 11- магнитная станция

На рис. 2-5 показаны: внешний вид комбайна проходческо-очистного «Урал-20Р» и его схемы (виды сверху и сбоку). Комбайн «Урал-20Р» (рис. 1 и 5) состоит из сдвоенного исполнительного органа планетарного типа 1, разрушающего забой двумя парами больших периферийных резцовых дисков и двумя парами дисков меньшего диаметра, верхнего отбойного устройства 2, оформляющего кровлю выработки, бермового органа 3, служащего для выравнивания почвы и подрезки углов выработки, гусеничного хода 4. Исполнительный орган комбайна включает в себя левый и правый редукторы исполнительного органа, раздаточные редукторы, четыре резцовых диска, четыре диска забурников, два приводных электродвигателя резцовых дисков и забурников и один двигатель привода переносного вращения. Особенности работы резцовых дисков исполнительных органов можно увидеть на рис. 6:

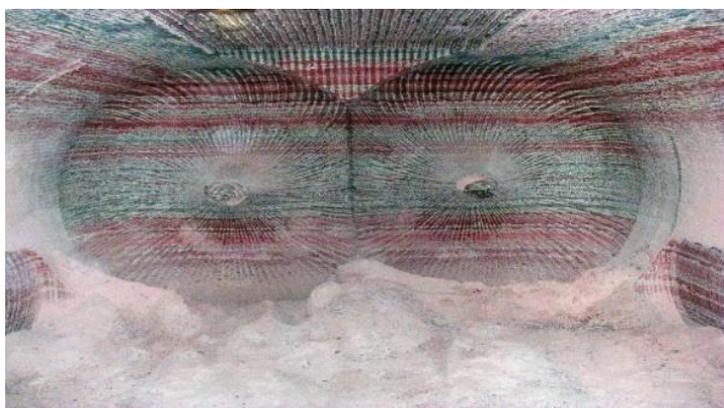


Рисунок 6 Особенности работы резцовых дисков исполнительных органов

Отбойное устройство обеспечивает необходимый типоразмер выработки и необходимый зазор между отбойным барабаном и выработкой при отгоне.

Бермовый орган 3 выполнен в виде шнека и двух боковых фрез. Шнек бермового органа выполнен из двух частей, насаженных на общую трубу и имеющих встречное направление спирали, причем одна часть может поворачиваться относительно другой. Этим достигается кинематическое разделение правого и левого приводов бермового органа. Вращение бермового органа осуществляется от двух приводов с электродвигателями. Каждый из приводов включает в себя цилиндрическо-конические редукторы. Оси вращения боковых фрез смещены относительно оси шнеков. Корпуса реакторов бермового органа крепятся к передней раме грузчика. К корпусам

привода бермового органа крепятся щит ограждения 6 и козырьки 7 боковых фрез. Скребковый конвейер 5 состоит из поворотной рамы, хвостовой рамы и привода скребковой цепи. Привод цепи расположен на хвостовой раме конвейера и представляет собой компоновку двух двигателей с цилиндрическими редукторами и приводной головки, соединенных между собой при помощи телескопических шлицевых валов.

Поворотная рама конвейера соединена с задней рамой грузчика с помощью шарнира и одного гидроцилиндра, который может осуществлять подъем и опускание конвейера относительно горизонтального положения. Под поворотной рамой имеются два гидроцилиндра, которые поворачивают хвостовую часть конвейера в горизонтальной плоскости в обе стороны на угол до 35°. В местах поворота конвейера установлены изгибающиеся борта из рессорной стали. Натяжение скребковой цепи осуществляется перемещением приводной головки при помощи двух гидроцилиндров.

Гусеничный ход 4 обеспечивает подачу комбайна на забой, перемещение его во время холостого хода и маневрирование комбайна. Гусеничный ход состоит из привода гусениц, гусеничных тележек, рамы, кронштейна, буфера и двух гусеничных траков. В передней части рамы установлены два кронштейна для гидроцилиндров подъема и опускания бермового и исполнительного органов. В задней вертикальной стенке рамы выполнен «ласточкин хвост» для присоединения редукторов гусеничного хода. В задней части гусеничного хода установлен буфер.

Гидропривод гусеничного хода обеспечивает работу в режимах рабочего и маневрового хода за счет переключения скоростей редукторов хода, конструкция которых аналогична комбайну «Урал-20КСА». Для предотвращения сползания комбайна по уклону каждый редуктор снабжен гидромеханическим тормозом, который при отключении гидросистемы автоматически при помощи пружины и кулачковой муфты затормаживает один из валов редуктора.

При включении насосов станции пружина тормоза сжимается гидроцилиндром, и кулачковая муфта разъединяется, обеспечивая возможность движения комбайна.

Система пылезащиты состоит из: средства отсоса запыленного воздуха из призабойного пространства, системы сухого пылеулавливания при бурении шпуров и отвода буровой мелочи по рукаву на почву выработки, изоляции призабойного пространства щитом, укрытия бермового органа щитками с эластичным покрытием в местах соприкосновения с выработкой.

Рабочее место машиниста оборудовано кабиной 8. Для обеспечения доступа в призабойное пространство в секциях щита ограждения имеются два люка, закрываемые металлическими дверями. Насосная станция 9 представляет собой компоновку раздаточного редуктора, приводного электродвигателя и шести насосов, два из которых являются насосами переменной производительности для питания гидроприводов хода.

Бурильная установка 10 предназначена для бурения шпуров диаметром 42 мм и включает в себя две буровые каретки (левую и правую), закрепленные на общей раме. Рама бурильной установки закреплена на раме грузчика с помощью двух гидроцилиндров. Привод бурового инструмента на буровых каретках осуществляется от гидродвигателей. Бурение шпуров с помощью бурильной установки можно производить как при остановленном комбайне, так и на ходу. Для улавливания пыли, образующейся при бурении шпуров, каждая каретка снабжена пылеуловителем.

Комбайн проходческо-очистной «Урал-20Р» является одной из последних высокоэффективных разработок, позволяющих значительно увеличить скорость прохода и объем добываемой руды, и не уступает по своим техническим характеристикам западным аналогам.

Литература

1. Громадский, А.С. конспект лекций по дисциплине «Горные машины для открытых горных работ» / А.С. Громадский. – Кривой Рог : Криворожский технический университет, 2008. – 221 с.
2. Мирный, С.Г. конспект лекций по дисциплине «Механическое оборудование карьеров» / С.Г. Мирный. – Новочеркасск : Новочеркасский политехнический институт, 2006. – 49 с.