

КОМПЕНСАТОРНЫЕ СВЯЗИ ТЯЖЕЛЫХ АГРЕГАТОВ МАШИН

П. Д. Балакин¹, В. Е. Коновалов¹, А. В. Кривцов²¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11²Федеральный научно-производственный центр «Прогресс»,
Россия, 644018, г. Омск, ул. 5-я Кордная, 4

Агрегаты реальных механических систем имеют линейные и угловые погрешности взаимного расположения. Вредное влияние этих погрешностей ослабляют применением компенсаторных муфт. Анализ конструктива и свойств муфт применительно к коммутации тяжелых агрегатов высокоэнергетических машин выявил преимущества зубчатых муфт. Выполнен инженерный анализ работы зубчатых муфт.

Ключевые слова: линейные и угловые несоосности, компенсаторная муфта, инженерный анализ.

Введение

Силовые агрегаты при их сборке в составе машин объективно имеют неустраняемые линейные и угловые несоосности, образуемые первичными, монтажными, силовыми, температурными ошибками [1–3]. Тяжелые агрегаты, установленные на упругие опоры, дополнительно вызывают зависимость от времени осадку последних, а замена опор представляет собой трудоемкую затратную операцию.

В последнее время при установке тяжелых агрегатов машин используют регулируемые опоры, изменение геометрии которых производится механическими элементами, или опоры выполняют резинкордной оболочкой с изменяемым внутренним давлением.

Основным приемом ослабления вредного влияния несоосности на работоспособность агрегатов машин является использование в межагрегатных связях компенсаторных муфт, которые имеют в своем составе упругие элементы, деформации которых и компенсируют погрешности в относительном расположении базовых поверхностей агрегатов.

Различают линейные (радиальные) и угловые несоосности. Несоосности по-разному компенсируются муфтами, но при этом работа упругих элементов муфт всегда преобразуется в тепло, интенсивность образования которого в каждом конкретном случае следует определять и по уравнению теплового баланса устанавливать расчетную температуру нагрева элементов на предмет предотвращения потери их несущей способности, что особенно актуально для упругих элементов, изготовленных из пластмасс и эластомерного материала.

Следует иметь в виду, что использование в машине компенсаторных муфт с упругими элементами добавляет в механическую систему машины крутильную степень свободы и динамика машины в целом единственно усложняется [4, 5]. Так, в номинально неподвижной системе (рис. 1) движение будет происходить по двум обобщенным координатам φ_1 и φ_2 .

Математическая модель движения механической системы с упругой связью может быть представлена дифференциальными уравнениями движения каждой из обобщенных координат.

Для левой части:

$$J_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_2)c = M_1, \quad (1)$$

для правой части:

$$J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2)c = -M_2, \quad (2)$$

где J_1 и J_2 — приведенные моменты инерции соответствующих ветвей кинематической цепи; M_1 и M_2 — приведенные моменты внешних сил; φ_1 и φ_2 — обобщенные координаты; c — приведенная жесткость или жесткость упругой муфты.

Выразив φ_2 из (1) и продифференцировав выражение φ_2 дважды, подставив результаты в (2), получим дифференциальное уравнение четвертого порядка:

$$\frac{J_1 J_2}{c} \frac{d^4\varphi_1}{dt^4} + (J_1 + J_2) \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = M_1 + \frac{J_2}{c} \frac{d^2 M_1}{dt^2} - M_2. \quad (3)$$

Ясно, что движение будет колебательным. Частота собственных колебаний определится по (3) без правой части, а вынужденных — определится частотой изменения M_1 и M_2 . В целом исследование движения такой системы достаточно сложно и должно содержать анализ возможности возникновения резонанса и устойчивости движения.

Если оставить определение только переменной характеристики движения, то можно, введя новую координату $\varphi = (\varphi_2 - \varphi_1)$ упростить математическую модель до вида:

$$J_2 \frac{d^2\varphi}{dt^2} + c\varphi = M_2. \quad (4)$$

Модель (4) моделирует дополнительное (колебательное) к основному движению и его параметры во многих случаях удается получить в конечном виде. Для большинства машинных систем двигатели имеют достаточную мощность и решения (4) позволяют полно оценить движение системы.



Рис. 1. Схема механической системы с упругой связью
Fig. 1. The scheme of a mechanical system with an elastic coupling

Постановка задачи

Несмотря на широкое распространение в приводах машин компенсаторных муфт с упругими элементами для соединения агрегатов машин, унификации свойств и серийном изготовлении таких муфт для коммутации тяжелых силовых агрегатов, имеющих линейную и угловую несоосности, образуемыми первичными, монтажными, силовыми, температурными ошибками в условиях передачи значимых параметров силовых потоков, используют муфты, в конструкциях которых отсутствуют изнашиваемые элементы.

В соединениях посредством таких муфт отсутствует дополнительное динамическое возбуждение, а диссипация энергии обусловлена только трением активных поверхностей звеньев муфты в компенсационном относительном движении соединяемых валов тяжелых агрегатов.

Поставим и решим задачу выявления и систематизации полезных преимуществ компенсаторных муфт с жесткими звеньями, а также приведем инженерные расчеты, необходимые для оценки работоспособности ресурсопределяющих элементов таких муфт.

Теория

1.1. По критерию минимализации потерь на трение и теплообразование преимущество имеют муфты, конструктивно исполненные по схеме универсального шарнира (шарнира ГУКа), в последнее время успешно заменяемые ШРУСами (шарнирами равных угловых скоростей). Высокий механический КПД передачи силового потока подобными муфтами объясняется качением элементов в их компенсационном движении.

При угловой несоосности валов 1 и 2, пересекающихся под углом γ , передаточная функция скорости единичного универсального шарнира за один оборот $\varphi = 2\pi$ в соединении определяется выражением:

$$U = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cos^2 \alpha} \quad (5)$$

и будет меняться от $U = \frac{1}{\cos \gamma}$ при $\varphi_1 = 0^\circ$ и $\varphi_1 = 180^\circ$

до $U = \cos \gamma$ при $\varphi_1 = 90^\circ$ и $\varphi_1 = 270^\circ$, т. е. при равномерном вращении вала 1 вал 2 будет вращаться неравномерно, что генерирует в приводе паразитную силовую нагрузку инерционного происхождения. Колебания передаточного отношения существенно зависят от угла γ . Для минимизации колебаний передаточного отношения рекомендуется использовать единичный универсальный шарнир только при малых значениях угла γ .

При радиальном смещении и произвольной ориентации соединяемых валов одиночный шарнир ГУКа, как и ШРУС, неприменимы.

При произвольной ориентации соединяемых валов применяют двойной шарнир ГУКа, и тогда при симметрии соединения передаточная функция скорости становится постоянной, но это удается реализовать далеко не во всех случаях, поскольку такое решение значительно усложняет конструкцию соединения и применимо в случаях, когда подобное соединение выполняет дополнительные функции, например, карданные валы транспортных машин соединяют концы валов, находящихся на значительных расстояниях друг относительно друга.

1.2. Компенсаторные зубчатые муфты с жесткими звеньями.

По энергетической эффективности зубчатые муфты не уступают муфтам, исполненным по схеме универсального шарнира, но дополнительно не имеют ограничений по величине трансформируемого силового потока, а также способны компенсировать как угловые, так и линейные погрешности взаимного расположения соединяемых валов.

Так, например, зубчатые муфты компенсируют продольное (без ограничений), радиальное в пределах 1–8 мм смещения валов и угловое $\gamma \leq 10^\circ$.

Конструкция состоит из двух полумуфт с наружными зубьями и обоймы с двумя рядами внутренних зубьев. Зубья, как правило, имеют эвольвентный профиль с углом зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Для компенсации первичных и монтажных погрешностей зубья полумуфт исполняют бочкообразными при шевинговании, либо для изготвления используют двухпараметрическое огибание, посредством которого можно обеспечить любую степень локализации контакта в зацеплении с обоймой.

Зубчатые муфты изготавливают серийно либо создают специально для коммутации конкретных агрегатов. Диаметры соединяемых валов могут быть в диапазоне 40 ... 180 мм, передаваемый момент — 710 ... 50000 Н·м, наружный диаметр — 170 ... 490 мм, длина обоймы — 115 ... 365 мм, ширина зубьев — 12 ... 40 мм, число зубьев — 30 ... 56, модуль — 1,5 ... 6,0 мм.

На рис. 2а показано расположение концов валов и обоймы при наличии линейной несоосности, а на рис. 2б — при наличии угловой несоосности, в обоих случаях муфта выполняет функцию шарнира равных угловых скоростей. Скольжение зубьев происходит вдоль оси обоймы и его интенсивность зависит как от величин ошибок δ и α , так и от частоты вращения валов.

Инженерный анализ работы зубчатой муфты следует проводить по определенному алгоритму. Исходной информацией является: уровень трансформируемой мощности — N ; частота ω вращения соединяемых валов; угловое несоответствие валов — γ ; кинематический диаметр d муфты (рис. 2).

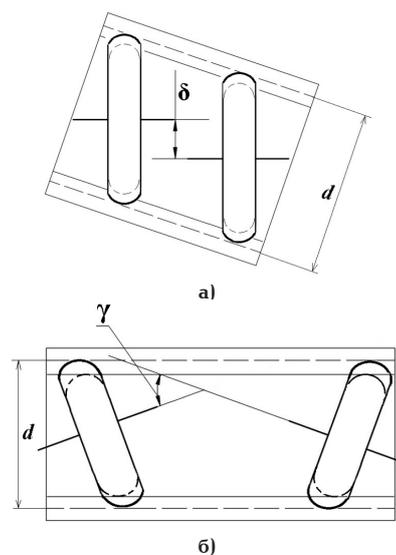


Рис. 2. Компенсаторная зубчатая муфта с жесткими звеньями
Fig. 2. Compensator toothed clutch with rigid links

Последовательно определяем параметры силового потока:

— крутящий момент: $M = \frac{N}{\omega}$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n — об/мин;

— суммарное окружное усилие в контакте зубьев на кинематической окружности: $P_{окр} = \frac{2M}{d}$;

— суммарное значение нормальных сил P_N в контакте зубьев: $P_N = \frac{P_{окр}}{\cos \alpha}$, где α — угол зацепления;

— сила трения $F_{мп}$ скольжения: $F_{мп} = P_N f$, где f — коэффициент сухого трения пары «сталь — сталь».

Энергетические характеристики контакта активных поверхностей муфты:

— путь S трения скольжения зубьев за один оборот муфты: $S = 2d \sin \gamma$;

— работа сил трения скольжения зубьев за один оборот муфты: $A_T = F_{мп} \cdot S$;

— мощность q тепловыделения при работе муфты $q = \frac{A_T}{t_{об}}$, где $t_{об}$ — время одного оборота муфты.

В свою очередь, приведенные выше параметры силового потока и энергетические характеристики контакта активных поверхностей муфты являются исходными для проектирования всех элементов зубчатой муфты по критерию прочности.

В том случае, когда муфта компенсирует линейное смещение δ валов (рис. 2а) с целью сохранения приведенного алгоритма используем связь δ и γ по зависимости вида:

$$\gamma = \arctg \frac{\delta}{e}, \quad (5)$$

значение γ по (5) используем для определения пути S трения скольжения зубьев за один оборот муфты.

Приведем результаты инженерного анализа работы зубчатой муфты по приведенному алгоритму в составе механического привода с параметрами: $N=500$ кВт; при частоте вращения соединяемых валов $n=1000$ об/мин; угловое несоответствие валов $\gamma=5^\circ$; кинематический диаметр d муфты принят $d=250$ мм.

Крутящий момент $M=4777,3$ Нм; окружное усилие $P_{окр}=38218,9$ Н; уровень нормальных сил $P_N=40229$ Н; сила трения скольжения при $f=0,15$, $F_{мп}=6034,3$ Н; путь трения скольжения за один оборот муфты $S=0,039$ м = 39 мм; работа сил трения за один оборот муфты $A_T=235$ Дж; мощность тепловыделения $q=3916$ Вт.

Проведенный анализ показал, что расчетная интенсивность тепловыделения вполне может быть скомпенсирована интенсивностью теплоотвода естественным обдувом при работе муфты.

1.3. Модификация геометрии зубьев компенсаторной муфты.

Приведем расчет параметров продольной модификации активных поверхностей зубьев в зависимости от угла γ перекаса соединяемых валов тяжелых агрегатов машин (рис. 3).

Если в качестве критерия выбрать ограничение смещения центра пятна контакта на торец зубчатого венца шириной « b », то величина δ_k отвода огибающей в глубину тела зуба при шевинговании обеспечивается технологическим доворотом шевера на угол γ .

В том случае, когда финишная обработка активных поверхностей проводится приемом двух-

параметрического огибания инструментом с углом исходного контура α путем реализации круговой подачи, тогда, используя геометрические соотношения: $\tg \gamma = \frac{2\Delta}{b}$, откуда, выразив Δ , найдем $\delta_k = \Delta \cdot \tg \alpha$, а радиус круговой подачи инструмента (эвольвентного геликоида) определится из:

$$R \gamma = \frac{b}{2} \quad \text{или} \quad R = \frac{b}{2\gamma}. \quad (6)$$

В том случае, если смещение центра пятна контакта ограничено величиной $b/4$, то радиус круговой подачи будет таким:

$$R = \frac{b}{4\gamma}. \quad (7)$$

Обсуждение результатов

Сравнение компенсаторных возможностей муфт при наличии погрешностей взаимного расположения соединяемых валов показало, что зубчатые муфты способны к компенсации как угловых, так и линейных погрешностей без генерации колебательного процесса, что выгодно отличает их от компенсаторных муфт с упругими звеньями.

Зубчатые муфты просты в изготовлении, не имеют ограничений по параметрам трансформируемого силового потока, что свидетельствует о их предпочтении при коммутации тяжелых агрегатов механических систем высокоэнергетических машин.

Как показал инженерный анализ работы зубчатых муфт, они обладают хорошим механическим КПД и выделяемая ими при работе тепловая энергия вполне компенсируется естественным обдувом.

Выводы и заключение

1. Показано, что компенсаторная муфта с упругими элементами добавляет в механическую систему привода машин еще одну колебательную степень свободы, что может привести к потере устойчивости движения, а также дополнительному силовому нагружению инерционного происхождения звеньев и связей системы.

2. Компенсаторные муфты, исполненные по схеме одиночного универсального шарнира вызывают неустраняемое кинематическое возбуждение системы, что для коммутации тяжелых агрегатов машин

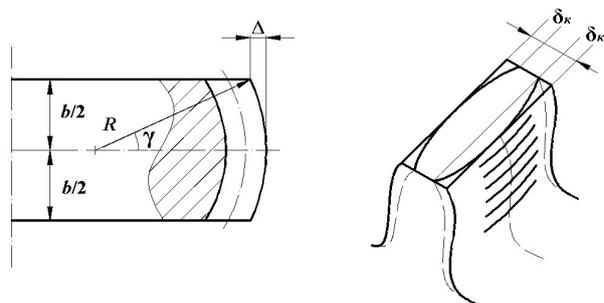


Рис. 3. К расчету параметров продольной модификации зубьев зубчатой муфты
Fig. 3. To the calculation of the longitudinal modification parameters of the gear clutch teeth

недопустимо, одиночные шарниры и шарниры равных угловых скоростей неприменимы для компенсации линейных ошибок взаимного расположения соединяемых валов, а конструктивное исполнение сдвоенных шарниров увеличивает габаритно-массовые характеристики механического привода.

3. Показано, что для коммутации тяжелых агрегатов высокоэнергетических машин зубчатые муфты имеют предпочтения, они универсальны, компактны, просты в изготовлении, имеют высокий механический КПД.

4. Проведен инженерный анализ работы зубчатой муфты, на основе которого можно выполнить конструкторские расчеты элементов, определить интенсивность тепловыделения, приемов и параметров модификации геометрии зубьев полумуфт соединяемых валов.

Список источников

1. Балакин П. Д. Элементы теории реальных механических систем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2016. 272 с.
2. Решетов Л. Н. Самоустанавливающиеся механизмы: справ. М.: Машиностроение, 1985. 272 с.
3. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов. Киев: Наукова Думка. 1979. 232 с.
4. Поновко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
5. Вибрации в технике: справ. В 6 т. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / Гл. ред. В. Н. Челомей; ред. И. И. Блехман. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.

6. А. с. 357049 СССР, МКИ В 23F 5/20. Способ обработки методом обкатки эвольвентным червячным инструментом козубных колес / Л. В. Коростелев, П. Д. Балакин (СССР) // Бюл. Открытия. Изобретения. 1972. № 33.

7. Балакин П. Д. Форма заготовок зубчатых колес для передачи с существенно переменным расположением осей // Анализ и синтез механизмов на ЭВМ: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. П. Д. Балакина. Новосибирск, 1978. С. 151–154.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение».

КОНОВАЛОВ Владимир Евгеньевич, доцент кафедры «Машиноведение».

КРИВЦОВ Александр Викторович, инженер-конструктор НПП «Прогресс».

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Для цитирования

Балакин П. Д., Коновалов В. Е., Кривцов А. В. Компенсаторные связи тяжелых агрегатов машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1, № 2. С. 22–26.

Статья поступила в редакцию 18.11.2017 г.

© П. Д. Балакин, В. Е. Коновалов, А. В. Кривцов

COMPENSATORY COUPLINGS OF HEAVY MACHINE AGGREGATES

P. D. Balakin¹, V. E. Konovalov¹, A. V. Krivtsov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²Federal Research and Production Center «Progress»,
Russia, Omsk, 5 Kordnaya St., 4, 644018

Units of real mechanical systems have linear and angular errors of mutual arrangement. The harmful effect of these errors is weakened by the use of compensating couplings. Analysis of the construction and properties of couplings for switching heavy units of high-energy machines revealed the advantages of gear clutches. An engineering analysis of the work of the gear couplings is performed.

Keywords: linear and angular misalignments, compensatory coupling, engineering analysis.

References

1. Balakin P. D. Elementy teorii real'nykh mekhanicheskikh sistem [Elements of the theory of real mechanical systems]. Omsk: OmSTU Publ., 2016. 272 p. [In Russ.].

2. Reshetov L. N. Samoustanavlivayushchiesya mekhanizmy: spravochnik [Self-establishing mechanisms: handbook]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1985. 272 p. [In Russ.].

3. Kozhevnikov S. N. Osnovaniya strukturnogo sinteza mekhanizmov [Foundations of structural synthesis of mechanisms]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1979. 232 p. [In Russ.].

4. Ponovko Ya. G. Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy [Fundamentals of the applied theory of oscillations]. L.: Mashinostroyeniye Publ., 1976. 320 p. [In Russ.].

5. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6 t. T. 2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem [Vibrations in technology: handbook. In 6 vol. Vol. 2. Oscillations of nonlinear mechanical systems] / Chief Ed. V. N. Chelomey; Ed. I. I. Blekhan. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1979. 351 p. [In Russ.].

6. Patent 357049 USSR, MKI B 23F 5/20. Sposob obrabotki metodom obkatki evol'ventnym chervyachnym instrumentom kosozubykh koles [Method of processing by running the involute worm tool of helical gears] / L. V. Korostelev, P. D. Balakin // Byulleten' Otkrytiya. Izobreteniya. Bulletin Opening. Inventions. 1972. No. 33. [In Russ.].

7. Balakin P. D. Forma zagotovok zubchatykh koles dlya peredach s sushchestvenno peremennym raspolozheniyem osej [The shape of gears for gears with a substantially variable

arrangement of axes] // Analiz i sintez mekhanizmov na EVM. Analysis and synthesis of mechanisms on a computer. Novosibirsk, 1978. P. 151–154. [In Russ.].

BALAKIN Pavel Dmitriyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Machine Science Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

KONOVALOV Vladimir Evgenievich, Associate Professor of Machine Science Department, OmSTU, Omsk.

KRIVTSOV Aleksandr Viktorovich, Engineer-Designer of Federal Research and Production Center «Progress», Omsk.

Address for correspondence: tmm@omgtu.ru

For citations

Balakin P. D., Konovalov V. E., Krivtsov A. V. Compensatory couplings of heavy machine aggregates // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2017. Vol. 1, no. 2. P. 22–26.

Received 18 November 2017.

© P. D. Balakin, V. E. Konovalov, A. V. Krivtsov