

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»
дневной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 625.08
ББК 39.9
Т44

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
« 09 » февраля 2021 г., протокол № 7

Составитель канд. техн. наук, доц. Г. Л. Антипенко

Рецензент канд. техн. наук, доц. В. В. Кутузов

Методические рекомендации предназначены к практическим занятиям для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

Ответственный за выпуск

И. В. Лесковец

Корректор

А. А. Подошевка

Компьютерная верстка

Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования

«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение	4
1 Практическое занятие № 1. Математическое моделирование мобильных машин.....	5
2 Практическое занятие № 2. Расчет процесса буксования сцепления и его выявление импульсным методом	9
3 Практическое занятие № 3. Расчет суммарных угловых зазоров в трехвальной коробке передач.....	11
4 Практическое занятие № 4. Расчет исходных данных для диагностики суммарного углового зазора в трансмиссии в движении импульсным методом....	16
5 Практическое занятие № 5. Моделирование выявления суммарных угловых зазоров в движении импульсным методом	19
6 Практическое занятие № 6. Разработка критериев оценки состояния зубчатых передач трансмиссий в эксплуатации	23
7 Практическое занятие № 7. Расчет параметров процесса переключения передач.....	27
8 Практическое занятие № 8. Автоматизация контроля технического состояния гидротрансформатора	30
Список литературы.....	34

Введение

Методические рекомендации к практическим занятиям подготовлены для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» дневной формы обучения в соответствии с государственным образовательным стандартом.

Целью учебной дисциплины является формирование специалистов, умеющих обоснованно и результативно применять существующие и осваивать новые знания, умения и навыки, позволяющие принимать грамотные технические решения в практической работе при проведении научных и практических исследований в области теории автоматических систем автомобилей с применением современных методов и средств.

Практические занятия направлены на закрепление теоретических знаний по моделированию динамических систем объекта управления и управляющего устройства, анализу результатов моделирования, оценке качества управления.

1 Практическое занятие № 1. Математическое моделирование мобильных машин

Исследования на натуральных образцах весьма трудоемки и дороги, требуют сложной измерительной и регистрирующей аппаратуры. Поэтому наиболее целесообразно создание подробных математических моделей, отражающих все особенности процессов, протекающих в динамических системах в результате реакции на внешние управляющие и возмущающие воздействия.

1 Математическая модель.

Математическая модель должна быть ориентирована на решение вопросов, на которые требуется найти ответы, а не имитировать реальную систему во всех подробностях. Для исследования процессов, протекающих в трансмиссии машины при диагностировании сцепления, зубчатых зацеплений, поведения диагностических параметров в переходных процессах при функциональных и тестовых воздействиях, необходимо создать динамическую и математическую модели трансмиссии как объекта диагностирования. Они должны отображать внутренние потенциальные свойства трансмиссии, ее взаимодействие с внешней средой, реакцию на возмущающие и управляющие воздействия, существенные для решения конкретных задач. При этом математическая модель должна быть как можно проще, но в то же время обеспечивать адекватное описание анализируемого процесса.

Описание технического объекта математической моделью осуществляется на основе его динамической модели. При построении динамической модели принимаются во внимание лишь те физические свойства объекта и воздействия внешней среды, которые оказывают существенное влияние на точность результатов исследования процессов функционирования.

При создании динамической модели трансмиссии автомобиля используется метод сосредоточенных масс. Этот метод применим, если система имеет явно выраженный дискретный спектр собственных частот. Это характерно для технических объектов, у которых масса распределена в пространстве неравномерно. В механической системе автомобиля масса вращающихся деталей в основном сосредоточена в маховике двигателя, крупных шестернях и фрикционах трансмиссии, колесах, имеющих большие радиальные размеры и обладающих большими моментами инерции, а соединяющие их детали (валы, муфты, карданные передачи и др.) имеют малые радиальные размеры и массу, но обладают существенными упругими свойствами [1].

Моделирование динамических свойств трансмиссии автомобиля будет проводиться не для натурального образца, а для моторно-динамического стенда (рисунок 1.1). Поэтому динамическую и математическую модели будем

разрабатывать применительно к стенду, для того чтобы можно было теоретические исследования подтверждать экспериментально.

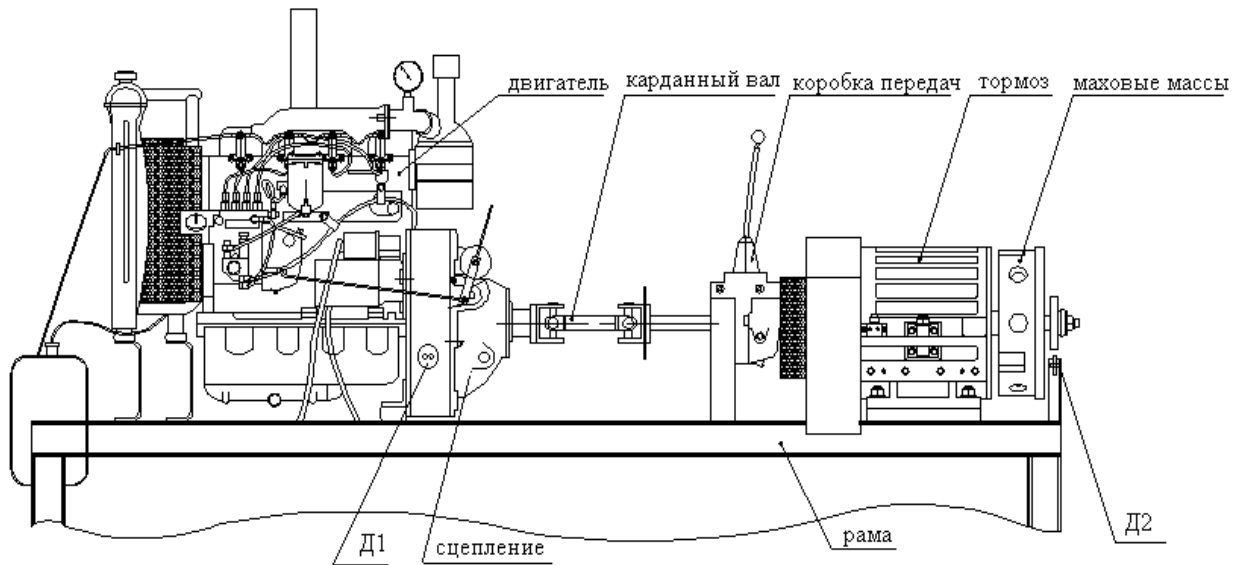


Рисунок 1.1 – Моторно-динамический стенд

С учетом вышеизложенного динамическую модель этого стенда можно представить состоящей из трех вращающихся масс, связанных посредством фрикционного (сцепления) и упругого (втулочно-пальцевой муфты) элементов. Сцепление может находиться в замкнутом или разомкнутом состоянии, следовательно, математическая модель должна иметь переменную структуру и включать: двигатель с моментом инерции J_0 ; вращающиеся массы, связанные с первичным валом коробки передач стенда, с моментом инерции J_1 и вращающиеся массы, связанные с вторичным валом коробки передач стенда с моментом инерции тормоза J_T (рисунок 1.2).

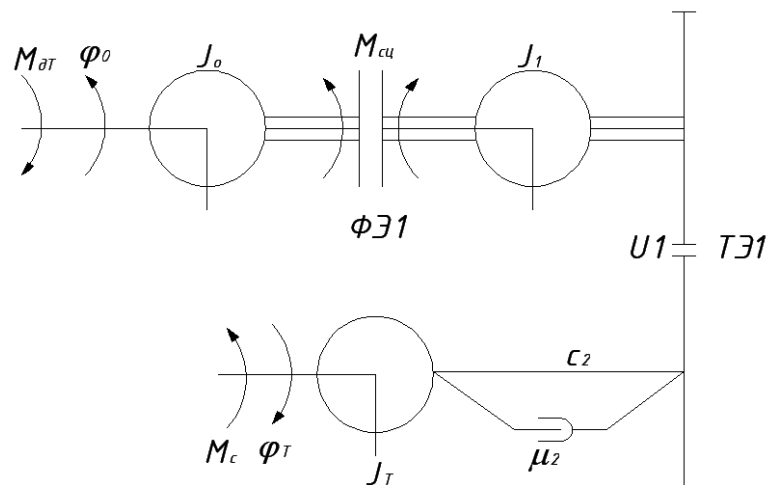


Рисунок 1.2 – Динамическая модель стенда

К системе приложены внешние моменты: момент двигателя $M_{от}$ и момент тормоза, имитирующий сопротивление движению машины M_c . Также учитываются упругие и диссипативные элементы (c_2, μ_2) на выходе коробки передач. Сцепление моделируется как фрикционный элемент ФЭ1 с моментом $M_{сц}$. Передаточное число коробки передач U_1 представлено как трансформаторный элемент ТЭ1 [2].

2 Порядок проведения практического занятия.

2.1 Составление математической модели. По динамической модели, изображенной на рисунке 1.2, составить математическую модель стенда или найти и выписать ее из текста программы «Диагностика фрикциона» .

Математическая модель – это формализованное описание динамической системы и взаимодействие ее с внешней средой. Формализация сложной динамической системы предполагает ту или иную степень упрощения и принятия ряда допущений. Вопрос о допустимой степени упрощения определяется условиями функционирования системы. Для математической модели трансмиссии стенда как объекта диагностирования приняты следующие допущения:

- колебания момента от сил трения тормоза не учитываются;
- характеристики упругих элементов трансмиссии линейны;
- силы трения в демпфирующих элементах трансмиссии пропорциональны относительным скоростям;
- параметры и характеристики механической системы постоянны;
- воздействия на систему считаем детерминированными функциями.

Математическое представление динамической модели выражают системой дифференциальных уравнений переменной структуры, составленной на основе уравнений Лагранжа второго рода, с учетом нелинейных функций процессов замыкания и размыкания фрикционных элементов.

2.2 Расчет параметров процесса диагностирования сцепления. Выбор метода расчета динамических систем определяется конечными целями расчета и требованиями к точности метода. Поскольку даже самые «точные» уравнения и численные значения исходных данных являются приближенными, т. к. они получены с использованием определенных допущений, то удовлетворительную точность результатов можно получить методом имитационного моделирования.

Для имитационного моделирования характерно воспроизведение явлений, описываемых математической моделью, с сохранением их логической структуры, последовательности чередования во времени, физического содержания. Имитационное моделирование включает процессы интегрирования дифференциальных уравнений. Для этого выбираем метод Рунге – Кутты первого порядка или метод Эйлера. Для расчета колебательных процессов они дают

удовлетворительную точность. Составить программу интегрирования или выписать ее из текста программы «Диагностика фрикциона».

Описать процесс изменения момента дизельного двигателя по регуляторной характеристике и процесс нагружения тормозом стенда или выписать их из текста программы «Диагностика фрикциона».

Подготовить математическую модель для расчета процесса буксования сцепления.

Контрольные вопросы

1 Из каких соображений выбирают количество вращающихся масс в динамической модели?

2 Почему математическая модель трансмиссии имеет переменную структуру?

3 Что является упругим элементом на динамическом стенде?

4 Как моделируется момент двигателя?

5 По какому параметру осуществляется диагностика сцепления?

2 Практическое занятие № 2. Расчет процесса буксования сцепления и его выявление импульсным методом

Для проведения численного эксперимента на математической модели необходимо разработать алгоритм для решения конкретной задачи. В качестве такой задачи выбираем исследование процесса буксования сцепления механической трансмиссии и возможности определения буксования по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов в процессе нагружения (затормаживания) машины.

1 Порядок проведения практического занятия.

Для решения задачи в математическую модель из предыдущего занятия через диалоговое окно (рисунок 2.1) задайте необходимые параметры стенда из таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Технические характеристики моторно-динамического стенда

Техническая характеристика	Параметр
<i>Двигатель</i>	
Тип: четырехтактный, дизельный, вихрекамерный	Д-50
Номинальная мощность N_e , кВт (л. с.)	40,5 (55)
Угловая скорость коленчатого вала при номинальной мощности ω_N , рад/с (мин ⁻¹)	175 (1750)
Максимальная угловая скорость холостого хода двигателя $\omega_{ХХ}$, рад/с (мин ⁻¹)	181 (1810)
Максимальный крутящий момент M_e , Н·м (кгс·м)	245 (25,0)
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте ω_m , рад/с (мин ⁻¹)	120 (1200)
Момент инерции вращающихся масс J_d , кг·м ²	1,41
<i>Коробка передач</i>	
Тип	Автомобильная ГАЗ-52
Передаточные числа КП:	
U_1	6,48
U_2	3,09
U_3	1,71
U_4	1,00
U_{3x}	7,9
Максимальная частота вращения первичного вала коробки передач ω , рад/с (мин ⁻¹)	320 (3200)
Максимальный передаваемый крутящий момент $M_{кп}$, Н·м (кгс·м)	290 (29)
<i>Тормоз ПТ-250 М</i>	
Максимальный тормозной момент M_T , Н·м (кгс·м)	2500 (250)
Момент инерции вращающихся масс тормоза I_T , кг·м ²	1,6
Максимальная частота вращения ω_T , рад/с (мин ⁻¹)	200 (2000)
Максимальное напряжение управления U_T , В	48
Максимальный ток I_T , А	17,4
Охлаждение	Водяное

Относительные угловые перемещения должны измеряться импульсным методом при установке импульсного датчика напротив зубчатого венца маховика ($z_0 = 144$) двигателя и на выходном валу коробки передач ($z_2 = 38$). Найти описание этого процесса в программе и занести в отчет.

Характеристика двигателя		торможение-разгон	
Коэфф. жест. прив. к ведомому валу трансмиссии C_2	10000	Число зубьев шестерни ведомого вала, Z_2	38
Коэфф. демпфирования ведомого вала Mu_2	283	Темп сброса педали газа, Tu	0,4
Момент инерции, прив. к ведущему валу КП, J_C	1,41	Макс. угловой зазор в КП, γ_{max1}	-0,05
Момент инерции, прив. к ведомому валу КП, J_1	0,02	Время начала сброса педали газа, T_1	0,5
Момент инерции, прив. к выходному валу трансмиссии, J_2		Вращающий момент двигателя, номинальный	245
Вращающий момент двигателя, M_d	80	Максимальная угловая скорость двигателя	175
Угловая скорость вала двигателя, ω_0	170	Момент сопротивления M_c	5
Передаточное число КП, U_1	6,4	Шаг интегрирования, ΔT	0,0005
Количество импульсов за один оборот ведущего вала, Z_0	144	Макс. время процесса, T_{max}	8

Рисунок 2.1 – Диалоговое окно программы

Запустить программу расчета, создать нагружение до полной остановки машины. Проанализировать графики угловых скоростей двигателя, сцепления, выходного вала и машины в целом и перенести их в отчет. Вывести графики моментов двигателя, сцепления и на выходе коробки передач, перенести их в отчет. Найти момент начала буксования и по графику изменения количества опорных сигналов в каждом выходном оценить возможности импульсного метода определения относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов для диагностики буксования сцепления. Найти в программе описание импульсного метода.

Контрольные вопросы

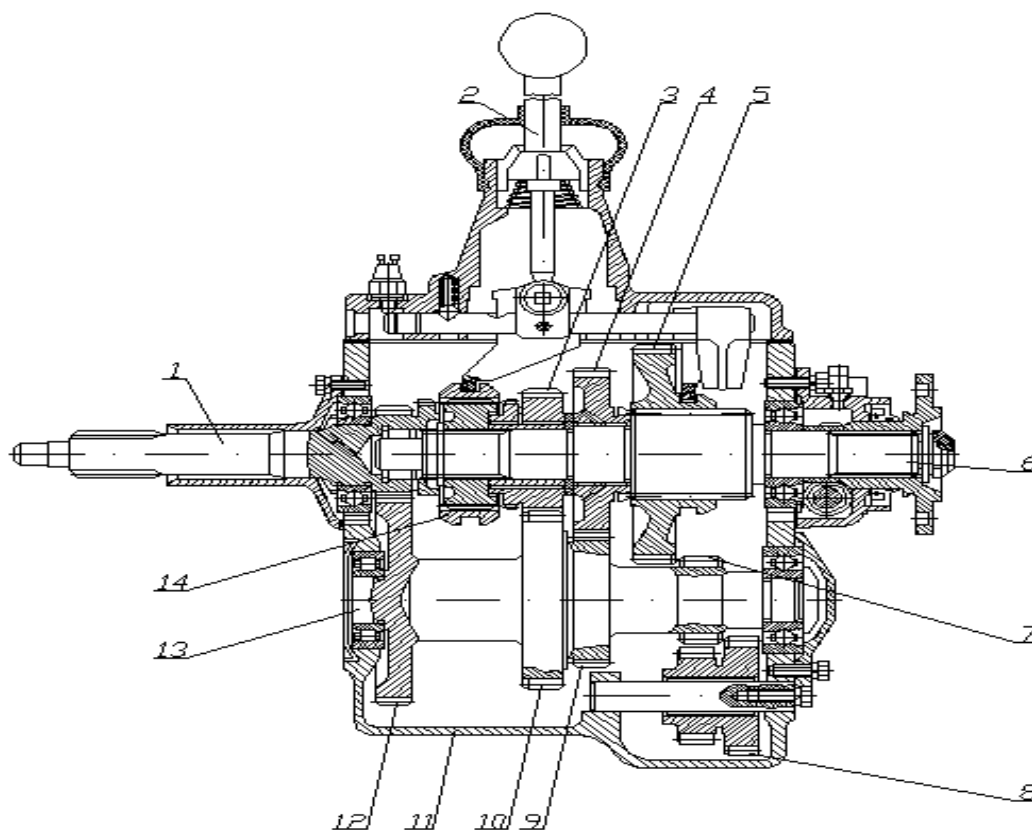
- 1 Как моделируется процесс замыкания сцепления?
- 2 В чем суть импульсного метода диагностики сцепления?
- 3 Как осуществляется расчет начальных условий?
- 4 Как происходит интегрирование дифференциальных уравнений?
- 5 На что влияет коэффициент демпфирования?

3 Практическое занятие № 3. Расчет суммарных угловых зазоров в трехвальной коробке передач

Диагностирование коробки передач механической трансмиссии осуществляется по параметрам технического состояния зубчатых зацеплений, подшипников, синхронизаторов и элементов привода. Но ресурс трансмиссии в основном определяется состоянием зубчатых зацеплений. Состояние зубчатых зацеплений оценивается величиной суммарного углового зазора, характеризующего боковой износ зубьев, и кинематической погрешностью, характеризующей наличие единичных дефектов зубьев и неравномерностью износа зубьев по длине окружности. Для определения технического состояния зубчатых зацеплений коробки передач необходимо определение номинальных (температурных) и предельных угловых зазоров как для расчетно-теоретических, так и экспериментальных исследований.

1 Порядок проведения практического занятия.

1.1 Проведение расчета минимальных, номинальных и предельных угловых зазоров в стендовой коробке передач ГАЗ-52. На рисунке 3.1 изображена стендовая коробка передач автомобиля ГАЗ-52.



1 – первичный вал; 2 – рычаг переключения передач; 3, 10 – зубчатые колеса III передачи; 4, 9 – зубчатые колеса II передачи; 5, 7 – зубчатые колеса I передачи и заднего хода; 6 – вторичный вал; 8 – блок шестерен заднего хода; 11 – картер; 12 – зубчатое колесо привода промежуточного вала; 13 – промежуточный вал; 14 – муфта прямой и III передач

Рисунок 3.1 – Конструкция коробки передач ГАЗ-52

Суммарный угловой зазор в коробке передач складывается из зазоров в каждом сопряжении кинематической цепи. Для эвольвентных сопряжений угловой зазор определяется из выражения

$$\varphi = K \cdot J / (m \cdot z), \quad (3.1)$$

где K – коэффициент перевода линейного зазора в угловой, учитывающий вид сопряжения. Для эвольвентного цилиндрического и конического сопряжений $K = 122$, шлицевого $K = 132$, прямобочного шлицевого $K = 114$, шпоночного $K = 95,5$;

J – боковые зазоры, мм;

m, z – модуль и число зубьев соответственно.

Боковой зазор необходим для устранения заклинивания зубьев при работе передачи. Он предназначен для размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также погрешностей изготовления и монтажа. Для нормальной работы боковой зазор в передаче должен быть не меньше установленного гарантированного бокового зазора J_{\min} и не больше наибольшего допустимого зазора J_{\max} .

Предельные боковые зазоры для эвольвентных зацеплений определяются по формуле

$$J_{\max} = J_{\min} + (T_{n1} + T_{n2} + 2 \cdot f_a) \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{rw}, \quad (3.2)$$

где T_{n1}, T_{n2} – допуски на смещение исходного контура для шестерни и колеса, мкм;

f_a – предельные отклонения межосевого расстояния, мкм;

α_{rw} – угол зацепления, $\alpha_{rw} = 20^\circ$.

Теперь по формуле (3.2) определяются номинальные (минимальные и максимальные) боковые зазоры в зубчатых зацеплениях, а по формуле (3.1) – номинальные угловые зазоры в каждом зубчатом зацеплении и шлицевом соединении.

Допуски на смещение исходного контура T_{ni} (рисунок 3.2) определяются по ГОСТ 16830–83 и 16531–83. Учитывая, что в трансмиссиях мобильных машин применяют зубчатые колеса 7-8 степени точности по трем нормам (кинематической точности, плавности работы, контакту зубьев) с модулем $m > 1$, с видом сопряжения B и видом допуска бокового зазора b , при которых гарантируется минимальная величина бокового зазора, исключая возможность заклинивания передачи от нагрева (т. е. передачи 7-B или 8-B), то необходимые допуски на смещение исходного контура можно определить через допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , принимаемого из таблиц 3.1 и 3.2.

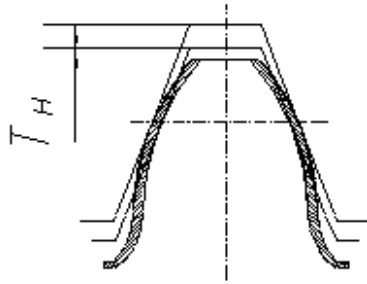


Рисунок 3.2 – Допуск на смещение исходного контура

Таблица 3.1 – Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r

Степень точности	Модуль зубьев m , мм	Допуск F_r , мкм, при делительном диаметре d , мм		
		до 125	125...400	400...800
7	От 1 до 3,5	36	50	63
	Св. 3,5 до 6,3	40	56	71
	Св. 6,3 до 10	45	63	80
8	От 1 до 3,5	45	63	80
	Св. 3,5 до 6,3	50	71	90
	Св. 6,3 до 10	56	80	100

Таблица 3.2 – Допуски на смещение исходного контура T_H зубчатых колес с модулем $m > 1$

Радиальное биение F_r , мкм	25...32	32...40	40...50	50...60	60...80	80...100	100...125
Допуск на смещение исходного контура T_H , мкм	100	120	140	180	200	250	300

Гарантированный боковой зазор j_{\min} и предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ для V класса отклонений межосевого расстояния a_w , соответствующего виду сопряжения B, и зубчатых колес с модулем $m > 1$ представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Гарантированный боковой зазор j_{\min} и предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$ по ГОСТ 16530–83

Обозначение параметра	Межосевое расстояние a_w , мм							
	до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	св. 500 до 630
j_{\min} , мкм	120	140	160	185	210	230	250	280
$\pm f_a$, мкм	60	70	80	90	100	110	120	140

Для определения предельной величины суммарного углового зазора в формуле (3.1) подставляется боковой зазор J_{np} , величина которого берется из эксплуатационной (сервисной) документации или приближенно, как

$$J_{np} = (0,15 \dots 0,2)m. \quad (3.3)$$

По формулам (3.2) и (3.3) определяются гарантированные (минимальные и максимальные) и предельные боковые зазоры в зубчатых зацеплениях, а по формуле (3.1) – гарантированные максимальные угловые зазоры в каждом зубчатом зацеплении.

Для получения суммарного углового зазора в коробке передач необходимо учитывать передаточное число каждой пары зубчатого зацепления в соответствии с зависимостью

$$\varphi_{\Sigma} = (\varphi_1 + \varphi_{1iu}) + (\varphi_2 + \varphi_{2iu}) \frac{Z_2}{Z_1} + \dots + (\varphi_n + \varphi_{niu}) \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_4}{Z_3} \dots \frac{Z_n}{Z_{n-1}}, \quad (3.4)$$

где φ_{iu} – угловой зазор в шлицевом соединении на i -м зубчатом зацеплении.

Используя кинематическую схему и параметры (рисунок 3.3) провести расчет суммарных угловых зазоров по каждой передаче. Результаты расчетов свести в таблицу 3.4.

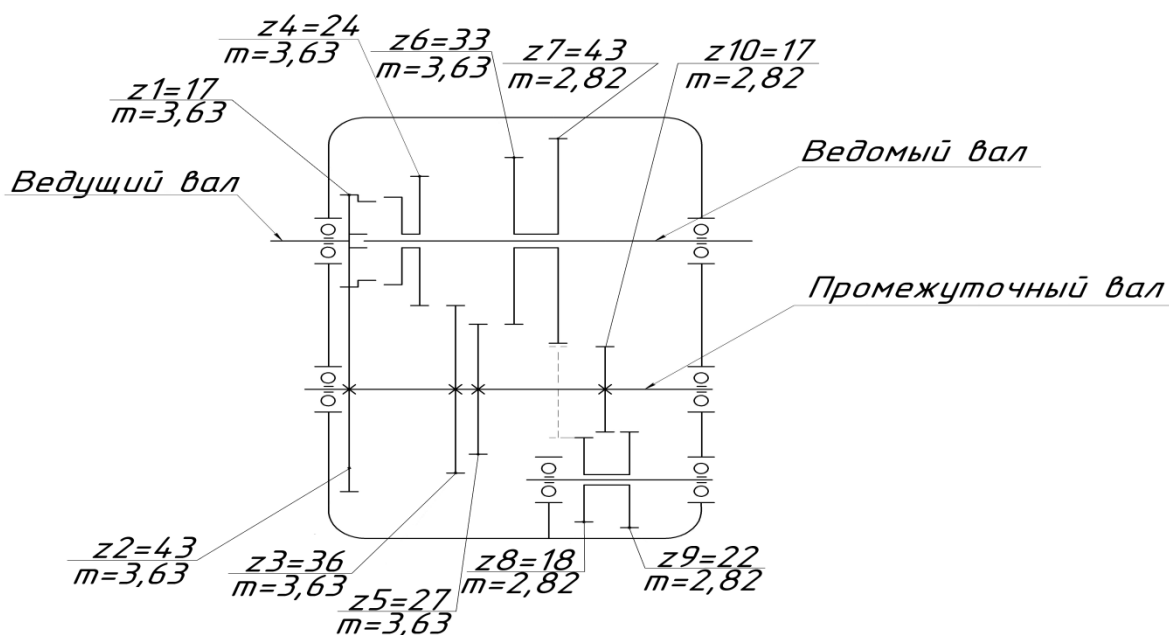


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема трехвальной коробки передач ГА3-52

Таблица 3.4 – Параметры коробки передач ГА3-52

Номер передачи	Передаточное число ступени u	Задействованные зубчатые колеса	Суммарный угловой зазор	
			мин/ном	предельный
1	6,4	$Z2/Z1 \times Z7/Z10$		
2	3,09	$Z2/Z1 \times Z6/Z5$		
3	1,69	$Z2/Z1 \times Z4/Z3$		
4	1	–		
3x	7,82	$Z2/Z1 \times Z9/Z10 \times Z7/Z8$		

1.2 Измерение фактического углового зазора. Используя жидкостный угломер КИ-13909 определить фактическое значение суммарного углового зазора на каждой ступени коробки передач ГАЗ-52 и дать заключение о ее техническом состоянии.

Контрольные вопросы

- 1 Что характеризует суммарный угловой зазор в коробке передач?
- 2 Какие негативные последствия вызывают повышенные угловые зазоры в коробке передач и трансмиссии в целом?
- 3 По кинематической схеме (см. рисунок 3.3) покажите все ступени в коробке передач.
- 4 Для чего нужна прямая передача?
- 5 В каких единицах измеряется суммарный угловой зазор?

4 Практическое занятие № 4. Расчет исходных данных для диагностики суммарного углового зазора в трансмиссии в движении импульсным методом

Для определения суммарного углового зазора в трансмиссии при ее диагностировании в процессе движения на трансмиссию необходимо подать тестовое воздействие, обеспечивающее выбор зазоров в зубчатых зацеплениях. Таким воздействием может быть торможение двигателем (резкое прекращение подачи топлива в двигатель), при котором на входе трансмиссии создается отрицательный вращающий момент, способствующий уменьшению момента на ведущем валу, в то время как момент от сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, связанных с ведомым валом, будет способствовать продолжению движения, т. е. выбирают зазоры противоположного направления. При значительных моментах сопротивления накопленной кинетической энергии может не хватить на преодоление этого момента для полного выбора зазора.

1 Порядок проведения практического занятия.

Для проверки условий выбора зазора, поскольку рассматривается суммарный угловой зазор не только в коробке передач, но и в трансмиссии в целом, необходимо знать тормозной момент двигателя и моменты инерции вращающихся масс, связанных с ведущим и ведомым валами коробки передач и главной передачей (моменты инерции колес и поступательно движущейся массы автомобиля, приведенные к коленчатому валу двигателя).

Для проведения численного эксперимента на математической модели необходимо знать параметры автомобиля. Наиболее близким к параметрам стенда является автомобиль ЗИЛ-5301 «Бычок». Грузовая машина среднего класса имеет полную массу 4,0 т, двигатель Д-245.12ММЗ (момент инерции которого близок двигателю Д-50 и составляет $J_0 = 1,41 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, момент инерции первичного вала КП $J_1 = 0,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, вторичного – $J_2 = 0,19 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$), шины 225/75 R16. Динамическая модель автомобиля представлена на рисунке 4.1.

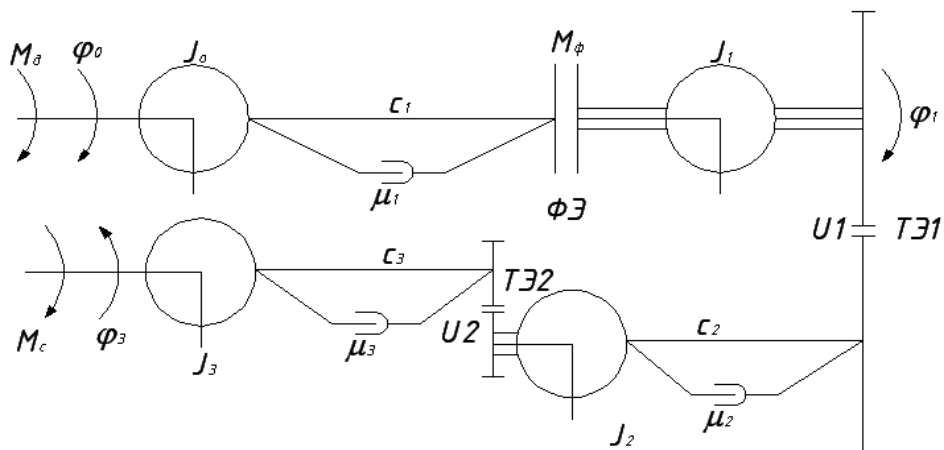


Рисунок 4.1 – Динамическая модель автомобиля ЗИЛ-5301

Математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_0 &= [M_\delta - C_1(\varphi_0 - \varphi_1) - \mu_1(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1)] / J_0; \\ \ddot{\varphi}_1 &= [C_1(\varphi_0 - \varphi_1) + \mu_1(\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) - \frac{C_2}{U_1}(\varphi_1 - \varphi_2 - \Delta\varphi_1) - \frac{\mu_2}{U_1}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)] / J_1; \\ \ddot{\varphi}_2 &= [C_2(\frac{\varphi_1}{U_1} - \varphi_2 - \Delta\varphi_1) + \mu_2(\frac{\dot{\varphi}_1}{U_1} - \dot{\varphi}_2) - C_3(\frac{\varphi_2}{U_2} - \varphi_3 - \Delta\varphi_2) - \mu_3(\frac{\dot{\varphi}_2}{U_2} - \dot{\varphi}_3)] / J_2; \\ \ddot{\varphi}_3 &= [C_3(\frac{\varphi_2}{U_2} - \varphi_3 - \Delta\varphi_2) + \mu_3(\frac{\dot{\varphi}_2}{U_2} - \dot{\varphi}_3) - M_C] / J_3,\end{aligned}\quad (4.1)$$

где C_1 – жесткость пружин демпфера сцепления;

C_2 – жесткость зубчатой передачи в КП;

C_3 – жесткость полуосей.

Значение J_3 определяется как сумма моментов инерции вращающихся колес J_a и поступательно движущейся машины J_i , которые можно получить из условия равенства кинетической энергии:

$$J_a = k_{вм} \cdot n_{ш} \cdot J_{ш}; \quad (4.2)$$

$$J_n = m_a \cdot r_k^2, \quad (4.3)$$

где m_a – масса машины, кг;

$n_{ш}$ – число колес машины;

$J_{ш}$ – момент инерции шин, кг · м²;

$k_{вм}$ – коэффициент, учитывающий моменты инерции вращающихся деталей ведущего моста (ступицы, тормозного барабана и др.), $k_{вм} = 1,04 \dots 1,08$;

r_k^2 – радиус качения колеса, м.

Поскольку шины изготавливаются геометрически подобными, то между величиной момента инерции шины $J_{ш}$ и ее радиусом качения r_k^2 существует связь, которая описывается регрессионной зависимостью [2]

$$J_{ш} = b_0 + b_1 \cdot r_k + b_2 \cdot r_k^2 + b_3 \cdot r_k^3 + b_4 \cdot r_k^4, \quad (4.4)$$

где $b_0 \dots b_4$ – коэффициенты регрессии: $b_0 = -33,89$; $b_1 = 341,15$; $b_2 = -1213,51$; $b_3 = 1678,39$; $b_4 = -448,22$.

Данная зависимость справедлива в интервале изменения $r_k = 0,27 \dots 2,0$ м.

Радиус качения колеса (в метрах) можно также получить аналитически, зная посадочный диаметр шины d (в дюймах) и ширину профиля шины B (в миллиметрах) из выражения

$$r_k = 0,0127 \cdot d + 0,00085 \cdot B. \quad (4.5)$$

Диссипативные свойства трансмиссии учитываются коэффициентом неупругого сопротивления μ_2 , Н·м·с/рад [1].

Момент сопротивления движению машины зависит от дорожных условий, т. е. от суммарного сопротивления движению $\psi = f + i$ [1]:

$$M_C = m_a \cdot g \cdot \psi \cdot r_k, \quad (4.6)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

f – коэффициент сопротивления качению;

i – уклон дороги.

Тормозной момент двигателя определяется по угловому замедлению коленчатого вала двигателя при резком прекращении подачи топлива. Для двигателя Д-245.12ММЗ при начальной скорости 170 рад/с и $\varepsilon = -57,5 \text{ с}^{-1}$

$$M_{\partial T} = (J_0 + J_1) \cdot \varepsilon. \quad (4.7)$$

Выбирая режимы тестового воздействия, соответствующие начальной угловой скорости двигателя 170 рад/с, необходимо рассчитать тормозной момент двигателя. Для диагностирования зубчатых передач по суммарному угловому зазору важным является частота импульсных датчиков, связанных с маховиком двигателя (имеющего $z_0 = 144$), или иная (например, $z_0 = 360$) и датчика выходного сигнала z_1 .

Контрольные вопросы

1 Что представляет собой инерционная масса J_3 ?

2 Где должен быть установлен датчик выходного сигнала при определении суммарного углового зазора в трансмиссии (показать на рисунке 4.1)?

3 Почему радиус качения колеса вычисляют аналитически, а не измеряют при неподвижном автомобиле?

4 Изменится ли момент инерции J_3 при буксовании автомобиля?

5 От чего при прекращении подачи топлива в двигатель возникает тормозной момент?

5 Практическое занятие № 5. Моделирование выявления суммарных угловых зазоров в движении импульсным методом

Техническое состояние трансмиссии во многом оценивается величиной износа зубчатых передач. Износ боковых поверхностей зубьев определяется величиной суммарного углового зазора. Но если в коробке передач он однозначно характеризует износ зубьев, то в главной передаче на его величину влияет и регулировка зазора в конической или гипоидной передаче.

Поиск рациональных путей создания систем диагностики элементов трансмиссии предполагает максимальное использование современных микропроцессорных средств и методов их реализации. Для решения этих задач целесообразно использовать импульсный метод определения относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов в процессе движения, схема которого изображена на рисунке 5.1.

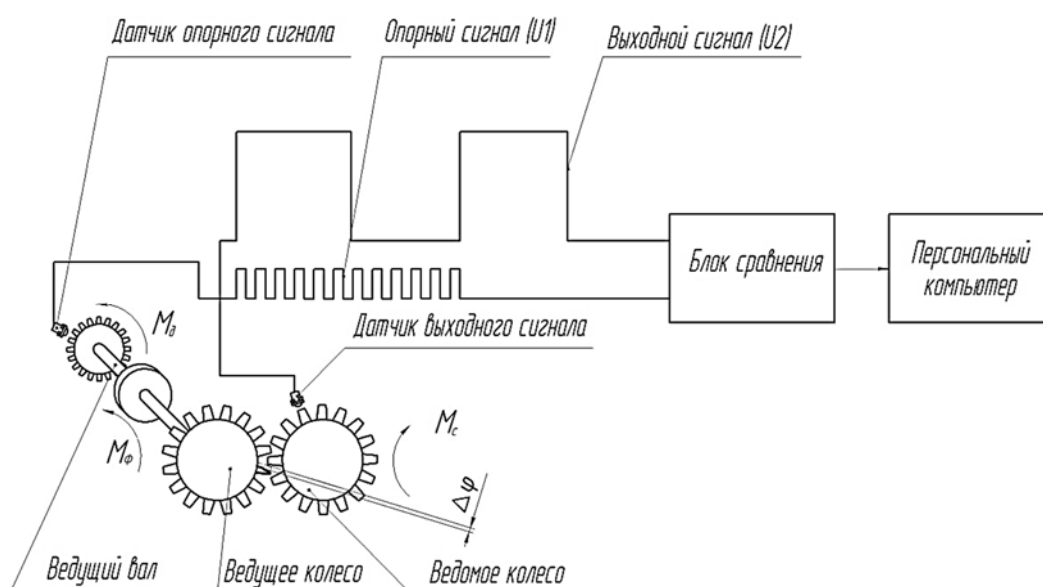


Рисунок 5.1 – Схема импульсного метода определения суммарных угловых зазоров в трансмиссии импульсным методом

Вид сигнала, получаемого при диагностировании суммарного углового зазора в трансмиссии, показан на рисунке 5.2.

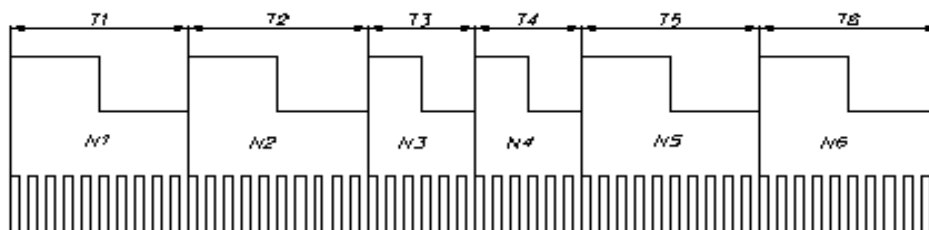


Рисунок 5.2 – Вид диагностического сигнала при определении суммарного углового зазора зубчатой передачи

При выборе суммарного углового зазора один или несколько шагов выходного сигнала (рисунок 5.2), например $T3$ и $T4$, будут иметь меньшее число опорных импульсов ($N3$ и $N4$), чем остальные ($N1, N2, N5, N6$) соответственно на шагах $T1, T2, T5, T6$. Суммарный угловой зазор в радианах определяется как отношение суммы отклонений искаженного сигнала от установившегося (теоретического) значения к количеству опорных сигналов за один оборот выходной шестерни с числом зубьев Z , т. е.

$$\varphi = [(N1 - N3) + (N1 - N4)] / (N1 \cdot Z) \cdot 2\pi. \quad (5.1)$$

Реализация этого метода требует проведения значительного объема расчетно-теоретических исследований для изучения поведения диагностических параметров в переходных процессах при функциональных и тестовых воздействиях, протекающих в трансмиссии при диагностировании зубчатых передач.

Для определения суммарного углового зазора в трансмиссии при ее диагностировании в процессе движения на трансмиссию необходимо подать тестовое воздействие, обеспечивающее выбор зазоров в зубчатых передачах. Таким воздействием может быть торможение двигателем (резкое прекращение подачи топлива в двигатель), при котором на входе трансмиссии создается отрицательный крутящий момент, способствующий уменьшению момента на ведущем валу в то время как момент от сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, связанных с ведомым валом, будет способствовать продолжению движения, т. е. выбирать зазоры противоположного направления. После выбора зазоров, чтобы двигатель не заглох, вновь увеличивают подачу топлива. Расчет зазоров осуществляется только на фазе торможения двигателем.

Условия выбора суммарного углового зазора в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом при движении рассмотрим на упрощенной динамической модели, представленной на рисунке 5.3. Здесь моменты инерции всех сосредоточенных масс приведены к одному валу, на котором имеются два зазора, имитирующие суммарные угловые зазоры в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом. Зазор в коробке передач находится между сосредоточенной массой J_d (это приведенные к коленчатому валу двигателя моменты инерции самого двигателя J_0 , сцепления J_{cu} , деталей, связанных с первичным валом коробки передач J_1 , т. е. $J_d = J_0 + J_{cu} + J_1$), и сосредоточенной массой с моментом инерции J_{kn} , включающей моменты инерции деталей, связанных с выходным валом коробки передач до главной передачи ($J_{kn} = J_3 / u_{i1}^2$).

Зазор в главной передаче находится в зубчатом зацеплении между сосредоточенной массой с моментом инерции J_{kn} и сосредоточенной массой с приведенным моментом инерции ведущего моста $J_{вм}$. Он включает моменты инерции вращающихся колес J_a и поступательно движущейся массы автомобиля J_i , приведенной к коленчатому валу двигателя (см. рисунок 4.1).

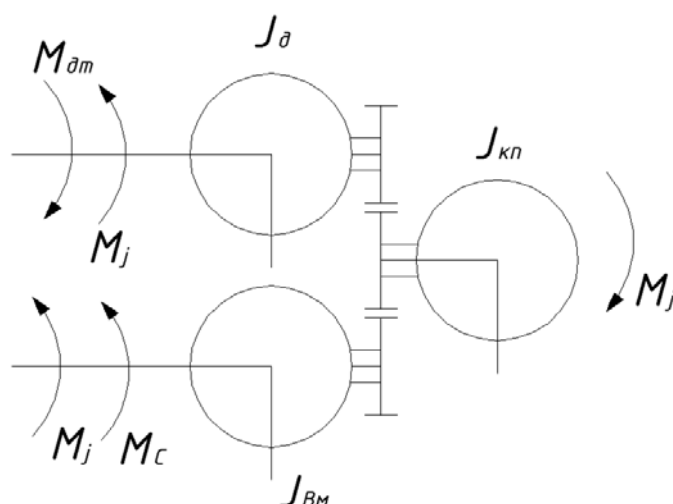


Рисунок 5.3 – Динамическая модель для проверки условий выбора суммарных угловых зазоров в зубчатых зацеплениях коробки передач и трансмиссии в целом

Приведение инерционных элементов к сосредоточенным массам осуществляется на основе закона сохранения кинетической энергии системы к быстроходному валу из выражения

$$J_k = \sum_{i=1}^m \frac{J_i}{u_i^2}, \quad (5.2)$$

где J_i – момент инерции i -го инерционного элемента, кг·м²;

J_k – момент инерции k -й сосредоточенной массы, кг·м²;

u_i – передаточное число от i -го инерционного элемента до k -й сосредоточенной массы.

1 Порядок проведения практического занятия.

Для моделирования импульсного метода диагностирования зубчатых передач по суммарному угловому зазору открыть программу «Суммарный угловой зазор» и в диалоговом окне ввести параметры динамической модели, рассчитанные на предыдущем занятии, а недостающие взять из справочной литературы или опробованные в расчетах. Поскольку схема трехвальной коробки передач аналогична изображенной в разделе 3, то величины предельного зазора γ можно взять из таблицы 3.4.

Рассчитать суммарный угловой зазор трансмиссии в целом по выражению (3.4).

Найти в программе подсчет импульсов и расчет угловых зазоров в коробке передач и трансмиссии в целом.

Найти график тестового воздействия и графики выбора суммарного углового зазора и перенести их в отчет.

Контрольные вопросы

- 1 Как влияет количество импульсов опорного сигнала на точность определения суммарного углового зазора?
- 2 От каких факторов зависит величина суммарного углового зазора в трансмиссии?
- 3 Что представляет собой тестовое воздействие для определения суммарного углового зазора в трансмиссии в процессе движения автомобиля?
- 4 Как в программе определяется суммарный угловой зазор импульсным методом с учетом выражения (5.1)?
- 5 Чем объясняется превышение измеренного углового зазора импульсным методом относительно заданного?

6 Практическое занятие № 6. Разработка критериев оценки состояния зубчатых передач трансмиссий в эксплуатации

Состояние зубчатых передач можно оценить не только по величине суммарного углового зазора, характеризующего износ боковых поверхностей зубьев, но и неравномерностью износа зубьев, характеризуемой циклической кинематической погрешностью, а также наличием единичных дефектов зубьев, характеризующихся максимальной кинематической погрешностью [3].

Наличие единичных дефектов и накопленная погрешность шага зацепления вызывают неравномерность вращения выходного вала, которую можно оценить кинематической погрешностью передачи. Она содержит информацию и о величине, и месте расположения единичных дефектов, а также о погрешности шага зацепления, вызывающих увеличение динамической нагруженности зубчатой передачи.

Критерием оценки технического состояния зубчатых передач является возрастание динамических нагрузок в трансмиссии, вызванных износом зубьев по толщине, неравномерностью этого износа и наличием единичных дефектов зубьев (выкрашивание части зуба или его поломка). Для оценки связи между величиной кинематической погрешности и динамической нагруженностью необходимо выявление таких дефектов, которые вызывают кинематическую погрешность, ведь единичные дефекты зубьев и погрешность шага зубьев зубчатой передачи по-разному отражаются на графике изменения кинематической погрешности.

В качестве объекта исследования примем коробку передач, кинематическая схема которой изображена на рисунке 3.3.

Моделирование циклической кинематической погрешности, вызванной неравномерным износом зубьев, или при смещении оси зубчатого колеса и оси крепления осуществляется гармонической функцией $F_{pi} \sin \varphi_i$. При отсутствии циклической погрешности F_{pi} принимается равной нулю. Единичный дефект моделируется углом поворота $\Delta\varphi_i$ в пределах максимальных значений, приведенных в таблице 6.1, при прохождении которого кинематическая связь нарушается. Ведущая часть начинает ускоренно вращаться, а ведомая – замедляться. Восстановление кинематической связи сопровождается ударом, т. е. возрастанием динамической нагруженности. Величина момента от удара определяется как произведение изменения ускорения во время удара на момент инерции меньшей массы. Аналогично определяется динамическая нагруженность и от циклической кинематической погрешности.

Математическая модель кинематики привода коробки передач, кинематическая схема которого приведена на рисунке 3.3, представляет зависимости углов поворота зубчатых колес z_1, z_2 первичного и промежуточного валов и z_3, z_4 (или других в зависимости от включенной передачи) и промежуточного и выходного валов. Циклическая погрешность шага зубьев каждого колеса описывается зависимостью [4]

$$\begin{aligned}
\varphi_1 &= \varphi_1 + d\varphi_1 + F_{p1}\sin\varphi_1; \\
\varphi_2 &= \varphi_1 / u_1 + F_{p2}\sin(\varphi_1 / u_1) + L_1(\Delta\varphi_2 \pm d\varphi_1 / u_1); \\
\varphi_3 &= \varphi_2 + F_{p3}u_1\sin(\varphi_1 / u_1); \\
\varphi_4 &= \varphi_3 / u_2 + F_{p3}u_1u_2\sin(\varphi_3) + L_2(\Delta\varphi_4 \pm d\varphi_1 / u_1u_2),
\end{aligned} \tag{6.1}$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы поворота валов привода;

$d\varphi_1$ – шаг угла поворота ведущего вала привода;

L_i – дискретная функция состояний, характеризующая появление и прохождение единичного дефекта зуба. При достижении заданного угла расположения дефекта $L_i = 1$, а после его прохождения $L_i = 0$;

L_{i+1} – дискретная функция состояний, характеризующая восстановление кинематической связи после прохождения дефекта, $L_{i+1} = 1$, при достижении $\Delta\varphi_i - L_{i+1} = 0$.

Исходными данными для расчета являются:

- передаточные числа пар зубчатых колес привода u_j ;
- числа зубьев зубчатых колес z_i ;
- величины дефектов зубьев колес $\Delta\varphi_i$, рад;
- начальные фазы появления дефектов зубьев на i -х зубчатых колесах φ_{i0} , рад;
- шаг поворота ведущей шестерни $d\varphi_1$, рад;
- допуск на накопленную погрешность шага колеса F_{pi} , рад.

Таблица 6.1 – Параметры зубчатых колес исследуемой коробки передач

Номер зубчатого колеса	Количество зубьев	Модуль m , мм	Допуск на накопленную погрешность шага колеса F_p , мкм (рад)	Допуск на погрешность профиля колеса f_f , мкм	Допуск на наибольшую кинематическую погрешность колеса F'_{ir} , мкм (рад)	Максимальный дефект (облом одного зуба) $\Delta\varphi$, рад
z_1	17	3,63	45 (0,0014)	14	59 (0,0019)	0,141
z_2	43	3,63	63 (0,0008)	13	76 (0,0010)	0,056
z_3	36	3,63	63 (0,0009)	16	79 (0,0012)	0,059
z_4	24	3,63	45 (0,0011)	14	59 (0,0014)	0,089
z_5	27	3,63	45 (0,0009)	14	59 (0,0012)	0,079
z_6	33	3,63	63 (0,0011)	14	77 (0,0013)	0,065
z_7	43	2,82	63 (0,0010)	11	74 (0,0012)	0,056
z_8	18	2,82	36 (0,0014)	11	47 (0,0018)	0,129
z_9	22	2,82	45 (0,0014)	11	56 (0,0018)	0,128
z_{10}	17	2,82	36 (0,0015)	11	47 (0,0019)	0,141

1 Импульсный метод выявления циклической кинематической погрешности.

Для выявления и оценки величины циклической (систематической) погрешности привода $F_{кп}$, вызванной накопленной погрешностью шага каждого колеса привода F_{pi} из-за неравномерного износа зубьев или погрешностей крепления валов привода, необходимо использовать иной алгоритм анализа кинематической погрешности передачи. Поскольку в этом случае изменяется мгновенное значение передаточного отношения привода i в соответствии с гармоническими изменениями углов поворота зубчатых колес, то кинематическая погрешность определяется как отклонение фактического угла поворота выходного вала от теоретического. Для этого на каждом выходном сигнале сравниваются накопленное количество опорных импульсов $N_{on/вых}$ с теоретическим $N_{теор}$ для данного угла поворота входного вала в соответствии с выражением

$$F_{кп} = \sum_{i=1}^n N_{on/выхi} - \sum_{i=1}^n N_{теори} \cdot \quad (6.2)$$

Диагностирование технического состояния привода по кинематической погрешности целесообразно проводить при минимальной скорости их вращения, поскольку силы инерции вращающихся масс, связанных с зубчатыми колесами, могут оказать влияние на точность диагноза.

2 Порядок проведения практического занятия.

2.1 Открыть программу «Дефекты зубьев».

В диалоговом окне задать максимальный единичный дефект первой пары зубчатой передачи, соответствующий облому зуба из таблицы 6.1 при нулевых значениях дефекта второй пары и гармонической кинематической погрешности.

Запустить программу расчета. Определить динамическую нагруженность выходного вала при угловых скоростях на входе 100 и 170 рад/с.

2.2 Задать такой же дефект на второй паре зубчатой передачи при нулевых значениях дефекта на первой паре и параметрах гармонической кинематической погрешности и тех же скоростях на входе.

Запустить вновь программу расчета и определить величину динамической нагруженности выходного вала, сопоставить результаты и сделать выводы о влиянии места расположения дефекта и угловой скорости на динамическую нагруженность.

2.3 Задать нулевые значения единичных дефектов, а параметры гармонической кинематической погрешности выбрать из таблицы 6.1 и определить динамическую нагруженность от кинематической погрешности на скоростях 100 и 170 рад/с на входе.

Сопоставить результаты и сделать выводы о влиянии циклической кинематической погрешности на динамическую нагруженность передачи.

2.4 В программе расчета найти описание кинематической погрешности и перенести ее в отчет. Найти график изменения погрешности выходного вала и занести его в отчет.

Провести анализ графика кинематической погрешности и определить:

- каким валам соответствуют низкочастотные и высокочастотные колебания кинематической погрешности;
- определить наибольшую кинематическую погрешность зубчатой передачи, связанной с ведомым валом.

Определить кинематическую погрешность импульсным способом. Перевод импульсов в угловые величины кинематической погрешности, приведенные к ведущему зубчатому колесу, осуществляется следующим образом. Значение максимальной кинематической погрешности F'_{or} в импульсах при работе передачи $F'_{or} = A$ имп. Тогда значение максимальной кинематической погрешности F'_{or} , рад, в угле поворота ведущего вала при работе передачи определяется по формуле

$$F'_{or} = 2\pi \cdot A / u \cdot N_{on}, \quad (6.3)$$

где u – передаточное число привода;

N_{on} – количество импульсов опорного сигнала за один оборот ведущего вала, имп.

Контрольные вопросы

- 1 Из-за чего возникает циклическая кинематическая погрешность?
- 2 Что такое единичный дефект зуба?
- 3 Что такое динамическая нагруженность передачи?
- 4 Как влияют величина и местоположение дефектов на динамическую нагруженность передачи?
- 5 Как импульсным методом выявить циклическую кинематическую погрешность?

7 Практическое занятие № 7. Расчет параметров процесса переключения передач

При автоматическом переключении передач в механической трансмиссии с преселективной коробкой передач (рисунок 7.1) возможно как резкое замыкание сцепления, вызывающее толчки и динамические нагрузки элементов трансмиссии, так и затянутость включения, вызывающая повышенное буксование сцепления, приводящее к снижению ресурса фрикционных элементов. Качество процесса переключения оценивается временем от начала размыкания сцепления до завершения процесса буксования сцепления, которое и необходимо контролировать.

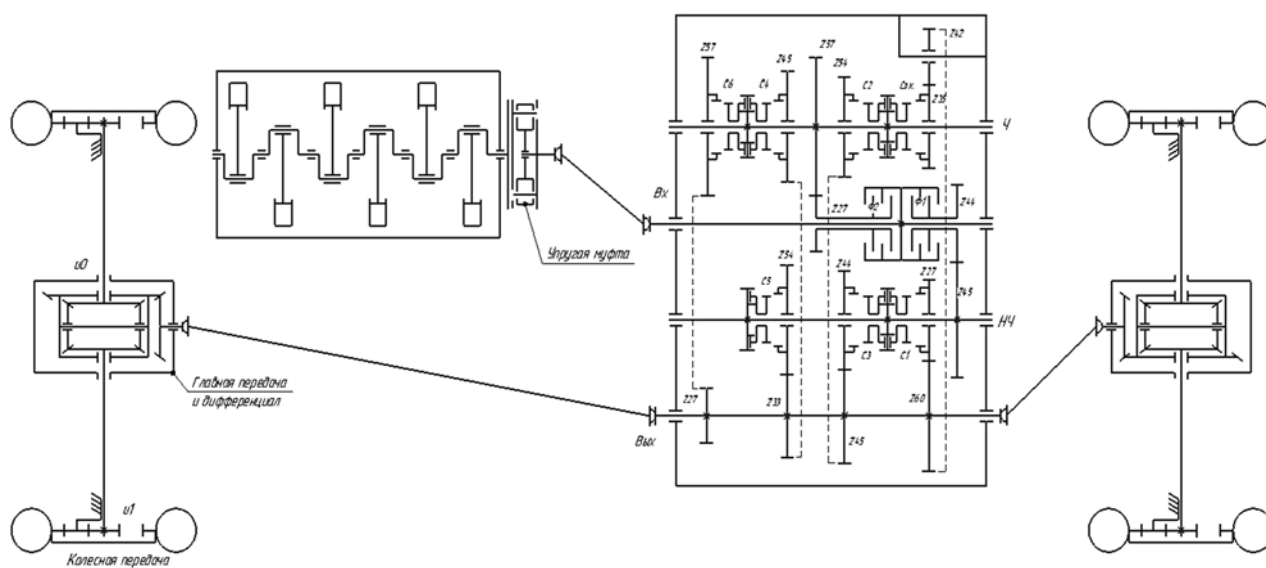


Рисунок 7.1 – Кинематическая схема трансмиссии с преселективной коробкой передач

Сцепление характеризуется двумя состояниями: замкнутым и разомкнутым. В разомкнутом состоянии фрикционный элемент $\Phi Э_1$ генерирует воздействие, соответствующее моменту трения $M_{\phi 1}$. В замкнутом состоянии момент трения $M_{\phi 1}$ образует удерживающую связь. Момент трения $M_{\phi 1}$ учитывает трение дисков сцепления. Его значение в переходном процессе зависит от темпа включения t_{ϕ} , которое характеризует время нарастания усилия сжатия фрикционных элементов:

$$M_{\phi 1} = M_{\phi 1 \text{ ном}} (1 - e^{-3t/t_{\phi}}), \quad (7.1)$$

где $M_{\phi 1 \text{ ном}}$ – номинальное значение момента трения фрикциона, Н·м.

Замкнутое или разомкнутое состояние сцепления можно определить по относительным угловым перемещениям ведущего и ведомого валов в процессе движения машины. Относительные угловые перемещения должны измеряться

импульсным методом, для чего датчик опорного сигнала Д1 необходимо установить на входе коробки передач, а датчик Д2 – на выходном валу (см. рисунок 7.1). Анализ относительных перемещений ведущего и ведомого валов позволит установить два состояния сцепления – замкнутое, когда количество опорных импульсов в каждом выходном одинаковое, и разомкнутое, когда оно изменяется от одного установившегося состояния на одной передаче до второго (на смежной). Время переходного процесса и будет временем замыкания фрикциона.

Импульсные средства обеспечивают контроль угловых перемещений инерционных масс, с которыми связаны импульсные датчики. Подсчет импульсов производится путем дискретизации значений углов поворота φ_i , как

$$N_i = \varphi_i / \alpha, \quad (7.2)$$

где α – угол поворота вала на один импульс датчика, рад;

N_i – количество импульсов за поворот вала на угол φ_i .

Поскольку импульсная система может подсчитывать только целые числа импульсов, то текущие значения углов поворота валов в импульсном выражении, разделяют на целую и дробную части. Чтобы учесть дробную часть импульса при дискретизации значения угла, она на каждом последующем шаге накапливается до целого импульса и затем приплюсовывается как целый импульс на ближайшем шаге.

Зная время буксования фрикциона и скорости на смежных передачах, можно определить приращение угловой скорости $\Delta\omega$, рад/с, по формуле

$$\Delta\omega = \frac{2\pi}{z} \cdot \left(\frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right), \quad (7.3)$$

где T_i и T_{i+1} – длительность периодов выходного сигнала в начале и конце процесса переключения;

z – количество зубьев колеса, связанного с выходным валом.

Тогда угловое ускорение при переключении ступеней ε_i , рад/с², можно отслеживать, анализируя длительность импульсов выходного сигнала датчика и длительность процесса буксования T_δ :

$$\varepsilon_i = \frac{2\pi}{zT_\delta} \cdot \left(\frac{1}{T_{i+1}} - \frac{1}{T_i} \right). \quad (7.4)$$

Зная передаваемый момент и относительную скорость скольжения можно рассчитать мощность и работу буксования и если параметры фрикциона известны – температуру нагрева фрикционных дисков из следующих выражений:

– мощность буксования

$$P = M_{\phi} \cdot \Delta\omega_{\phi}; \quad (7.5)$$

– работа буксования

$$W = \int_0^t P dt; \quad (7.6)$$

– повышение температуры элементов трения за одно включение

$$\Delta t = W \gamma / (m c), \quad (7.7)$$

где γ – коэффициент, учитывающий долю теплоты, которая приходится на элемент трения: $\gamma = 1$ – для дисковых фрикционных устройств, $\gamma = 0,5$ – для ленточных;

m – масса элемента трения;

c – удельная теплоемкость, $c = 0,48$ кДж/(кг · °С).

За одно включение температура не должна подниматься более чем на 20 °С.

Порядок проведения практического занятия.

Для моделирования процесса, направленного на решение поставленной задачи, в математической модели должны быть:

- дискретные функции структуры, характеризующие состояние фрикционного элемента, когда он разомкнут и когда замкнут;
- момент сцепления, как функция времени замыкания;
- описание относительных угловых перемещения ведущего и ведомого валов, по которым можно судить о времени замыкания сцепления.

Изобразить в отчете кинематическую схему преселективной коробки передач (см. рисунок 7.1) и разместите на ней импульсные датчики для определения времени переключения передач и оценки его качества импульсным методом.

Для исследования процесса переключения передач использовать математическую модель, разработанную в программе «Переключение передач», занести в отчет графики изменения угловых скоростей при переключении передач, определить время процесса переключения, используя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов, контролируемые импульсным методом.

Определить работу буксования фрикциона и температуру его нагрева за одно включение.

Контрольные вопросы

- 1 Как работает преселективная коробка передач?
- 2 Чем обеспечивается плавность процесса переключения передач?
- 3 Какими показателями оценивается качество процесса переключения передач?

8 Практическое занятие № 8. Автоматизация контроля технического состояния гидротрансформатора

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) во многом определяется техническим состоянием гидродинамического трансформатора (ГДТ). Основной неисправностью ГДТ является неисправность муфт свободного хода (МСХ) реакторных колес ГДТ. На режиме трансформации момента МСХ должна удерживать реакторное колесо неподвижно, а в режиме гидродинамической муфты (ГДМ) – позволять ему вращаться вместе с насосным и турбинным колесами. Неисправная МСХ может либо не блокировать реакторное колесо и тогда ГДТ превращается в ГДМ, либо не разблокировать на режиме ГДМ и тогда КПД ГДТ на этом режиме резко падает.

Безразмерная характеристика комплексного двухреакторного ГДТ представлена на рисунке 8.1. Из нее видно, что кривая КПД ГДТ η_{mn} существенно выше штриховой линии, характеризующей КПД ГДМ при низких значениях i_{mn} .

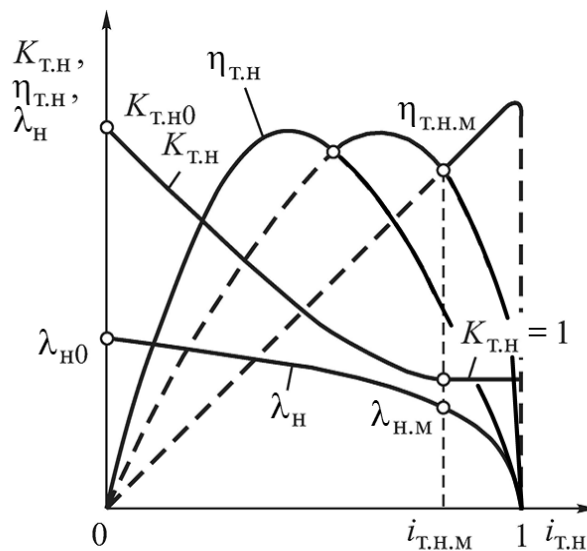


Рисунок 8.1 – Безразмерные характеристики комплексного двухреакторного ГДТ

При неисправной МСХ ГМТ продолжает выполнять свои функции, но показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются (уменьшается производительность, возрастает расход топлива).

Для контроля технического состояния ГДТ в качестве диагностического параметра целесообразно выбрать КПД. КПД ГДТ определяется как отношение мощностей на турбинном N_m и насосном N_n колесах ГДТ, т. е.

$$\eta_{mn} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = K_{mn} i_{mn}. \quad (8.1)$$

Угловые скорости насосного ω_n и турбинного колес ω_m легко определяются, поскольку в первом случае – это угловая скорость коленчатого вала двигателя, контролируемая тахометром, а во втором – это скорость движения автомобиля, контролируемая спидометром, полученная через передаточное число от турбинного колеса до ведущих колес u_c . Тогда

$$\omega_m = \omega_c u_c. \quad (8.2)$$

Для определения коэффициента трансформации необходимо знать текущие значения крутящих моментов насосного и турбинного колес ГДТ. Момент на турбинном колесе ГДТ можно определить из условий движения машины в определенных дорожных условиях как:

$$M_m = f G_a r_k / u_{mp}, \quad (8.3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля;

G_a – масса автомобиля;

r_k – радиус качения колеса;

u_{mp} – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Момент на насосном колесе ГДТ, связанного с двигателем непосредственно, без согласующего редуктора, зависит от типа регулятора двигателя. На дизельных двигателях чаще всего используются всережимные регуляторы, позволяющие работать двигателю как на внешней, так и на регуляторной характеристиках. Положением педали акселератора в этом случае задается скоростной режим работы двигателя, а регулятор поддерживает его в достаточно узком диапазоне за счет изменения цикловой подачи в соответствии с изменяющейся нагрузкой. При этом регуляторные характеристики имеют примерно один наклон на частичных режимах при различных положениях педали акселератора γ (рисунок 8.2).

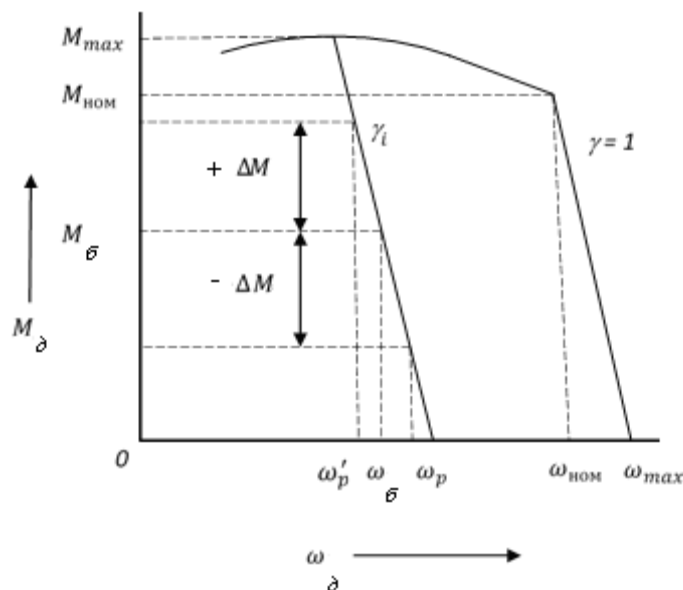


Рисунок 8.2 – Характеристика момента двигателя с всережимным регулятором

Наклон регуляторной характеристики определяется коэффициентом пропорциональности K_p , определяемым из выражения

$$K_p = M_{ном} / (\omega_{max} - \omega_{ном}) , \quad (8.4)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя;

$\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя;

ω_{max} – максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Тогда определение КПД, т. е. диагностику МСХ ГДТ, можно проводить по следующей методике. Порожный автомобиль на ровной площадке трогается с места и фрикционом блокировки принудительно блокируется ГДТ. При равномерном движении на заблокированном ГДТ определяется угловая скорость коленчатого вала двигателя при фиксированном положении педали подачи топлива γ . Момент на выходном (турбинном) валу ГДТ будет равен моменту двигателя M_0 и будет соответствовать моменту, необходимому для преодоления сопротивления движению машины в конкретных дорожных условиях, определяемому из выражения (8.3). Затем, не меняя положения педали, разблокируется ГДТ и угловая скорость коленчатого вала увеличится, т. к. момент на насосном колесе, а следовательно, и нагрузка на двигатель упадет из-за того, что коэффициент трансформации $K_{тн}$ станет больше единицы, чем это было у заблокированного ГДТ. Момент двигателя изменится на величину ΔM_δ :

$$\Delta M_\delta = M_t - M_n / K_{тн}. \quad (8.5)$$

Тогда можно записать

$$M_n = \Delta M_\delta / (1 - 1/K_{тн}). \quad (8.6)$$

Поскольку момент сопротивления движению остался неизменным, дорожные условия не поменялись, то и момент на турбинном колесе ГДТ не должен измениться. Момент двигателя, а следовательно, и момент на насосном колесе ГДТ изменится и станет равным:

$$M_n = M_t - \Delta M_\delta , \quad (8.7)$$

где ΔM_δ – изменение момента двигателя после разблокировки ГДТ.

$$\Delta M_\delta = K_p(\omega_p - \omega_\delta) = K_p \Delta \omega_\delta , \quad (8.8)$$

где ω_δ – угловая скорость коленчатого вала двигателя при заблокированном ГДТ;
 ω_p – угловая скорость коленчатого вала двигателя при разблокированном ГДТ.

Поскольку момент сопротивления движению остался неизменным, дорожные условия не поменялись, то и момент на турбинном колесе ГДТ не должен измениться. Тогда K_{mn} определяется, используя выражения (8.3)–(8.8):

$$K_{mn} = \frac{M_m}{M_n} = \frac{M_m}{M_m - \Delta M_\delta} = \frac{fG_a r_k}{fG_a r_k - K_p u_{mp} \Delta \omega_\delta} = \frac{1}{1 - \mu \Delta \omega_\delta}, \quad (8.9)$$

где μ – коэффициент изменения момента двигателя при разблокировке ГДТ;

$$\mu = \frac{u_{mp} M_{ном}}{(fG_a r_k)(\omega_{max} - \omega_{ном})}. \quad (8.10)$$

Как видно, μ – величина постоянная, зависящая от дорожных условий, загрузки автомобиля, включенной передачи и характеристики двигателя. Как только движение стало равномерным, фиксируются угловые скорости насосного и турбинного колес ГДТ, т. е. определяется i_{mn} .

Тогда техническое состояние МСХ ГДТ будет удовлетворительное, если при тестовом диагностировании будет выполняться неравенство

$$\eta_{mn} = \frac{i_{mn}}{1 - \mu \Delta \omega_\delta} > \eta_m, \quad (8.11)$$

где η_m – КПД на режиме гидромукты при аналогичном значении i_{mn} .

Заклинивание МСХ ГДТ и невозможность перехода в режим гидромукты на высоких значениях i_{mn} выявить сложнее, поскольку необходимо знать параметры, по которым происходит блокировка и разблокировка ГДТ системой управления.

Порядок проведения практического занятия.

В соответствии с формулой (8.10) определить коэффициент изменения момента двигателя при разблокировке ГДТ μ при трех коэффициентах сопротивления движению f (при порожнем, груженом наполовину и полностью груженом автомобиле).

Определить КПД ГДТ при падении частоты вращения коленчатого вала двигателя на 20, 40, 60 мин⁻¹.

Исходные данные:

f – коэффициент сопротивления качению колес автомобиля для асфальто-бетонной ($f = 0,015$), гравийной ($f = 0,025$) и грунтовой ($f = 0,030$) дороги;

m_a – масса порожнего автомобиля (Икарус 263.37), 9000 кг;

m_a – масса груженого автомобиля (Икарус 263.37), 15380 кг;

r_k – радиус качения колеса, м;

u_0 – передаточное число главной передачи, $u_0 = 6,194$;

u_1 – передаточное число на первой передаче, $u_1 = 2,43$;

u_2 – передаточное число на второй передаче, $u_2 = 1,44$;

u_3 – передаточное число на третьей передаче, $u_3 = 0,98$;

шины – 280R-508 (11.00 R-20).

Радиус качения колеса (в метрах) рассчитать аналитически, зная посадочный диаметр шины d (в дюймах) и ширину профиля шины B (в миллиметрах) из выражения

$$r_k = 0,0127 \cdot d + 0,00085 \cdot B. \quad (8.12)$$

Контрольные вопросы

- 1 Какие полезные свойства приобретает трансмиссия с гидротрансформатором?
- 2 Что изображается на безразмерных характеристиках гидротрансформатора?
- 3 Какие функции выполняют реакторные колеса гидротрансформатора?
- 4 Какие дефекты могут быть у гидротрансформатора?
- 5 Для чего в процессе эксплуатации блокируют гидротрансформатор?

Список литературы

- 1 Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия: учебное пособие / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.
- 2 **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
- 3 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски: ГОСТ 1643–81. – Введ. 01.07.81. – Москва: Гос. ком. СССР по стандартам, 1981. – 45 с.
- 4 **Антипенко, Г. Л.** Дефекты и методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий / Г. Л. Антипенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 242 с.