

Министерство высшего и среднего специального
образования РСФСР

Куйбышевский орден Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ МЕРТВОГО ХОДА
В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Методические указания
к лабораторной работе № 5

Куйбышев 1990

Составитель Г.В.Уваров

УДК 621.396.6

Исследование погрешности мертвого хода в зубчатых передачах: Метод. указ. к лаборат. работе; Куйбышев. авиац. ин-т /Сост. Г.В.Уваров. Куйбышев, 1990. 12 с.

Приведены методика расчета и экспериментального определения погрешности мертвого хода зубчатой передачи, справочные данные и перечень рекомендуемой литературы.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 2303 "Конструирование и технология радиоэлектронных средств". Составлены на кафедре "Конструирование радиоэлектронной аппаратуры".

Печатается по решению редакционно-издательского совета Куйбышевского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института им. С.П.Королева

Рецензенты: В.М.Хатилин, А.И.Колдаков

Ц е л ь р а б о т ы - исследование явления мертвого хода в зубчатых передачах, экспериментальное и расчетное определение погрешности мертвого хода.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Точность изготовления зубчатых колес и передач регламентируется соответствующими ГОСТами, в частности, для мелко модульных колес с модулем $m < 1,0$ мм - ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77) [2]. Предусмотрено двенадцать степеней точности, причем для каждой из них установлены нормы на кинематическую точность, плавность работы и контакт зубьев колес. Кроме того, независимо от степени точности установлено пять видов сопряжения *H, G, F, E, D*, которые определяют гарантированный минимальный боковой зазор $f_{\text{мин}}$. Каждому виду сопряжения соответствуют поля допусков бокового зазора:

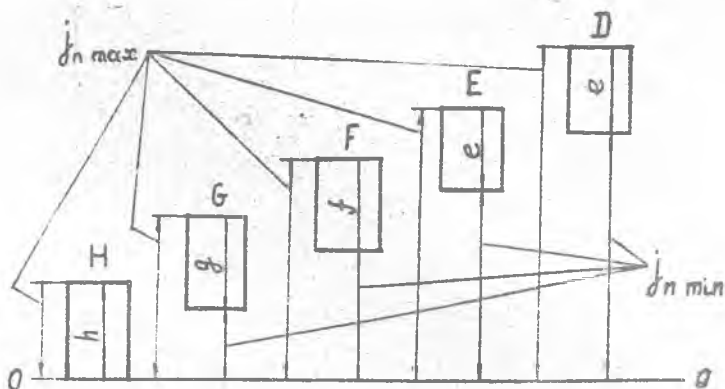
h, g, f, e (рис. 1).

Наличие неизбежного бокового зазора между зубьями зубчатых колес является одной из причин так называемого мертвого хода зубчатой передачи (люфтовой погрешности).

Сущность явления мертвого хода состоит в следующем. Теоретически угол поворота φ_2 ведомого колеса связан с углом поворота φ_1 ведущего колеса линейной зависимостью, определяемой равенством

$$\varphi_2 = \varphi_1 / u_{1-2},$$

где $u_{1-2} = Z_2 / Z_1$ - передаточное число передачи; Z_1, Z_2 - числа зубьев ведущего и ведомого колес соответственно.

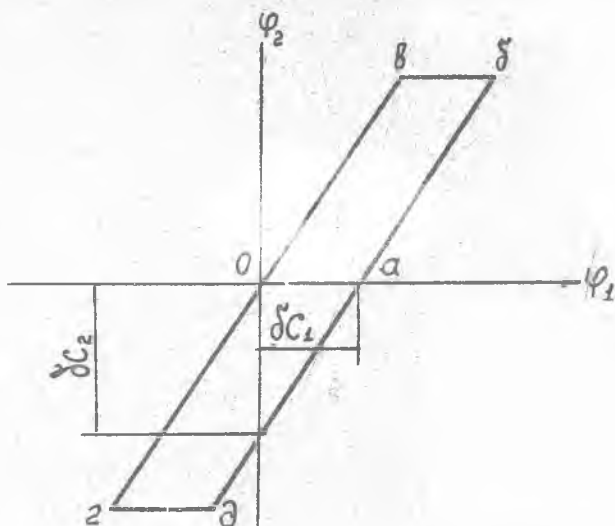


Р и с. 1. Схема расположения полей допусков бокового зазора

Практически же при повороте ведущего колеса на некоторый угол δC_1 (рис. 2) ведомое колесо может оставаться неподвижным (участок $0-\alpha$) из-за наличия боковых зазоров между зубьями сопряженных колес и зазоров в опорах вала. Величина δC_1 является угловой погрешностью мертвого хода, отнесенной к ведущему колесу. При увеличении угла $\varphi_1 > \delta C_1$ вся кинематическая цепь придет в движение, и нарастание угла φ_2 будет происходить по прямой (участок $\alpha-\delta$). При изменении направления движения (при реверсе) вначале за счет поворота ведущего колеса выбирается мертвый ход (участки $\delta-\delta$ и $2-\delta$), а затем вращение передается на ведомое колесо. Угловую погрешность мертвого хода δC_2 , отнесенную к ведомому колесу, определяют из соотношения $\delta C_2 = \delta C_1 / u$.

Мертвый ход снижает точность отсчета измерительных механизмов и вводит нелинейность в следящие системы автоматики, что может вызывать появление незатухающих колебаний последних. Из-за наличия мертвого хода в высокоскоростных механизмах возникает дополнительные механические (ударные) перегрузки.

Погрешности изготовления и монтажа колес учитывают при определении наибольшего бокового зазора $j_{n \max}$ (рис. 3). Разность между наибольшим гарантированным зазором должна быть достаточной для компенсации погрешности изготовления и монтажа колес и обеспечивается необходимым стандартным допуском на смещение исход-



Р и с. 2. Схема зубчатого зацепления

ного контура колес и предельным отклонением межцентрового расстояния. Тогда наибольший возможный боковой зазор определится как

$$j_{n \max} = j_{n \min} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_{\alpha}) 2s \sin \alpha,$$

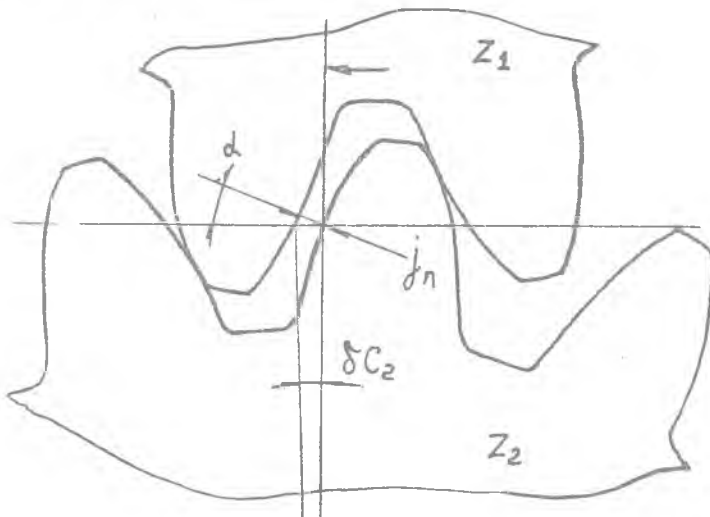
где T_{H1}, T_{H2} - допуски на смещение исходного контура ведущего и ведомого колес, мкм; f_{α} - предельное отклонение межцентрового расстояния, мкм; α - угол зацепления, $\alpha = 20^{\circ}$.

Допуски T_H на смещение исходного контура колес установлены в зависимости от допуска на радиальное биение F_r и вида сопряжения (табл. П2). Допуск на радиальное биение F_r определяют по табл. П3 в зависимости от степени точности и делительного диаметра, определяемого по формуле $d = m z$, где m - модуль зацепления, мм.

Предельное отклонение межцентрового расстояния f_{α} и гарантированный боковой зазор $j_{n \min}$ определяют из табл. П3 и П4 в зависимости от вида сопряжения и межосевого расстояния a , определяемого как $a = m(z_1 + z_2)/2$. Максимальную угловую погрешность в

угловых минутах, обусловленную мертвым ходом за счет бокового зазора и приведенную к валу ведомого колеса, определяют по формуле

$$\delta C_2 = 7,55 j n_{max} / m z_2$$



Р и с. 3. Мертвый ход за счет бокового зазора в передаче

Кроме бокового зазора причиной мертвого хода являются и радиальные зазоры в опорах валов ведущего и ведомого зубчатых колес. Соответствующая угловая погрешность в угловых минутах, приведенная к валу ведомого колеса, выразится как

$$\delta C_2' = 6,88 (\Delta p_1 + \Delta p_2) / m z_2,$$

где $\Delta p_1, \Delta p_2$ - радиальные зазоры в опорах валов ведущего и ведомого колес, мкм; для шариковых подшипников можно принять $\Delta p = 10$ мкм.

Суммарную погрешность за счет наличия зазоров определяют следующим образом: $\delta C_2 max = \delta C_2 + \delta C_2'$. Вероятностный метод расчета величины мертвого хода зубчатой передачи изложен в ГОСТ 21 098-82 [3].

Кроме угловой погрешности мертвого хода за счет зазоров в зуб-

чатых передачах, передающих значительный момент, присутствует и упругий мертвый ход, обусловленный деформацией рабочих участков валов, передающих крутящие моменты. Максимальное значение упругого мертвого хода δC_y при реверсе равно удвоенному значению угла закручивания $\varphi_{закр}$ и определяется по формуле

$$\delta C_y = 2\varphi_{закр} = 2T\ell / GJ_p,$$

где T - крутящий момент, передаваемый данным валом, Н·мм; G - модуль сдвига материалов вала, МПа; ℓ - длина рабочего участка вала, мм; J_p - полярный момент инерции площади поперечного сечения, мм⁴.

Если принять для стальных валов $G = 80000$ МПа, для круглого сечения $J_p = 0,1d^4$, то $\delta C_y = 0,88T\ell/d^4$ угловых мин, где d - диаметр вала, мм.

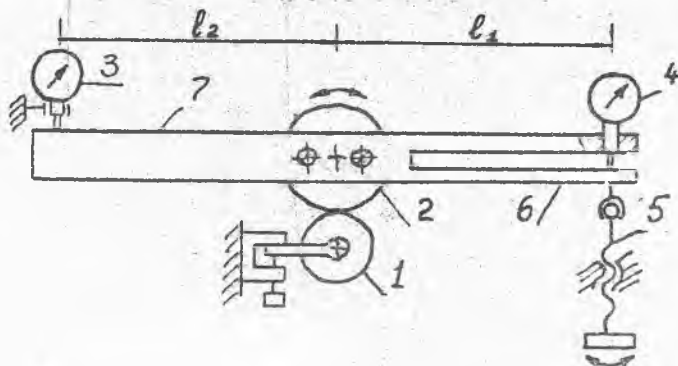
Для уменьшения угловой погрешности мертвого хода применяют колеса с более высокой степенью точности и сопряжением с меньшим гарантированным боковым зазором; регулирование межосевых расстояний; селективную сборку зубчатых пар; опоры валов с минимально возможными зазорами; валы с достаточной жесткостью; зубчатые колеса с увеличенным диаметром.

В кинематических механизмах РЗА широко применяются безлофтовые (раводные) зубчатые колеса, которые при некотором снижении коэффициента полезного действия практически сводят к нулю составляющую мертвого хода, обусловленную наличием бокового зазора [1].

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка для исследования мертвого хода состоит из одноступенчатой прямозубой цилиндрической передачи, в которой зубчатое колесо 2 (рис. 4) выполнено подвижным, а зубчатое колесо 1 для его фиксации относительно корпуса имеет специальное приспособление в виде зажимного винта. Колесо 1 имеет возможность перемещаться в осевом направлении и выходить из зацепления.

Измерение перемещения колеса 2 при закрепленном неподвижно ко-



Р и с. 4. Устройство лабораторного макета

лесе I производится индикатором часового типа 3, который показывает перемещение рычага, закрепленного на колесе 2.

Угловое перемещение вала колеса 2 в угловых минутах будет равно:

$$\delta C_2 = 360 \cdot 60 A_2 / 2\pi l_2,$$

где A_2 - показания индикатора 3, мм; l_2 - длина измерительного плеча, $l_2 = 155$ мм.

Крутящий момент на колесе 2 создается с помощью винтового механизма 5 и равен: $T_2 = F l_1$, где F - усилие, Н; l_1 - плечо измерителя усилия, мм; $l_1 = 155$ мм.

Величина силы F определяется величиной деформации силовой балки 6, измеряемой индикатором 4. Силу F определяют по формуле

$$F = A_1 K_F,$$

где A_1 - показания индикатора, мм; K_F - тарировочный коэффициент,

$$K_F = 5,5 \text{ Н/мм.}$$

ЗАДАНИЕ И ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Изучить кинематику, конструкцию лабораторного макета и метод измерения угловой погрешности мертвого хода зубчатой передачи. Определить геометрические характеристики зубчатых колес и передачи (m , z_1 , z_2 , d_1 , d_2 , α).

2. Рассчитать максимальную угловую погрешность мертвого хода, используя данные рабочих чертежей или данные, выдаваемые преподавателем (степень точности и вид сопряжения исследуемой зубчатой передачи).

3. Отвернуть фиксирующий винт неподвижного колеса; перемещая вал этого колеса в осевом направлении, ввести его в зацепление с подвижным колесом, обратив внимание на то, чтобы винт 5 (см. рис. 4) находился в среднем положении и рычаг 7 имел возможность перемещаться в пределах ± 2 мм без отрыва его площадки от шупа индикатора 3, а силовая балка 6 не была нагружена. После этого неподвижное колесо I зафиксировать.

Установить шкалы индикаторов 3 и 4 на нулевое значение.

4. Поворачивая винт 5 плавно по часовой стрелке, создать различные усилия (крутящие моменты) на безлюфтовом колесе 2, фиксируя каждый раз показания индикаторов 3 и 4. При повороте винта усилие надо прикладывать плавно, не совершая качательных движений, и только в одну сторону. Отсчеты необходимо проводить через каждые 0,1 мм по индикатору 4 до значения показаний в 0,5 мм. После этого, поворачивая винт 5 против часовой стрелки, уменьшить прикладываемый момент до "0" и создать аналогично моменты в другую сторону, затем вновь вернуться к нулю, т.е. осуществить непрерывный замкнутый цикл нагружения. Все результаты измерений и соответствующие расчетные величины внести в таблицу.

По результатам эксперимента построить график $C_2 = f(T_2)$. Из анализа графика выявить величину мертвого хода, т.е. свободного перемещения $\delta C_{2 \text{ эксл}}$ без заметного изменения крутящего момента T_2 , и сравнить с теоретически рассчитанной.

5. Объяснить возможное расхождение экспериментальной и расчетной величин мертвого хода. Оценить, какому виду сопряжения соответствует исследованная передача.

$A_1, \text{мм}$	$A_2, \text{мм}$	$F, \text{Н}$	$T_2, \text{Н.мм}$	$C_2, \text{угл. мин}$
0				
⋮				
+0,5				
⋮				
0				
⋮				
-0,5				
⋮				
0				

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Эскиз экспериментальной установки.
3. Расчет максимальной угловой погрешности мертвого хода.
4. Экспериментальные данные и графики.
5. Выводы.

Отчет выполняется по единой форме для отчетных документов к лабораторным работам конструкторского профиля.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое мертвый ход зубчатой передачи?
2. Каковы причины возникновения мертвого хода?
3. От чего зависит величина бокового зазора в зубчатой передаче?
4. Как влияют зазоры в опорах на величину погрешности мертвого хода?
5. Какие конструктивные меры можно применять для уменьшения влияния зазоров в опорах на погрешность мертвого хода?
6. Как влияет скручивание и изгиб валиков на величину погрешности мертвого хода?

7. Какие конструктивные меры применяются для уменьшения влияния упругой деформации валков на величину погрешности мертвого хода?

8. Как уменьшить влияние бокового зазора на погрешность мертвого хода?

9. Что такое безлюфтовое шесо?

10. Как изменится коэффициент полезного действия зубчатой передачи при замене одного из колес безлюфтовым?

11. Как влияет температура корпуса и зубчатых передач на погрешность мертвого хода?

12. Влияет ли на величину погрешности мертвого хода материалы колес и корпуса? Если влияет, то при каких условиях?

Рекомендуемый библиографический список

1. Розин Г.И. - Несущие конструкции и механизмы РЭА. М.: Всп. шк., 1981.

2. ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77). Передачи зубчатые цилиндрические мелкозубные. Допуски.

3. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические. Расчет точности.

Приложение

Таблица П I

Нормы кинематической точности. Допуски на радиальное биение зубчатого венца F_r по ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77)

Степень точности	Модуль, мм	Делительный диаметр a , мм					
		до 12	12...20	20...32	32...50	50...80	80...125
		Допуски F_r , мкм					
6	0,1...0,5	11	12	14	16	19	22
	> 0,5	15	16	18	20	22	25
7	0,1...0,5	16	18	20	22	26	30
	> 0,5	21	22	24	26	30	36
8	0,1...0,5	19	21	25	28	32	38
	> 0,5	26	28	30	34	38	45

Таблица П 2

Допуск на смещение исходного контура T_H по ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77)

Вид соот-ветствия	Допуски на радиальное биение F_r , мкм							
	до 6	6...8	8...10	10...12	12...16	16...20	20...25	25...32
	Допуски T_H , мкм							
H	14	16	18	20	25	30	34	40
G	16	18	20	22	28	32	38	45
F	18	20	22	25	30	36	42	50
E, D	20	22	25	30	34	40	48	56

Таблица П 3

Гарантированный боковой зазор f_{min} по
ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77)

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a , мм						
	до 12	12...20	20...32	32...50	50...80	80...125	125...180
	Боковой зазор f_{min} , мкм						
H	0	0	0	0	0	0	0
G	8	8	9	11	13	15	18
F	9	11	13	16	19	22	25
E	15	18	21	25	30	35	40
D	22	27	33	39	46	54	63

Таблица П 4

Предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$
по ГОСТ 9178-81 (СТ СЭВ 642-77)

Вид сопряжения	Межосевое расстояние a , мм						
	до 12	12...20	20...32	32...50	50...80	80...125	125...180
	Отклонение $\pm f_a$, мкм						
H	8	9	11	14	16	18	20
G	11	14	16	20	22	28	35
F	18	22	25	32	35	45	50
E	30	36	40	50	60	70	80
D	45	55	63	80	90	110	120

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ
МЕРТВОГО ХОДА
В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Составитель У в а р о в. Геннадий Викторович

Редактор Е.Д.А н т о н о в а
Техн.редактор Н.М.Каленюк
Корректор Е.Г.Ф и л и п п о в а

Подписано в печать 03.12.90. Формат 60x84^I/₁₆.
Бумага оберточная. Печать оперативная.
Усл.п.л. 1,2. Уч.-изд.л. 1,0. Тираж 100 экз.
Заказ Бесплатно.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева.
443086. г. Куйбышев, Московское шоссе, 34.

Участок оперативной полиграфии Куйбышевского
авиационного института. 443001 Куйбышев,
ул. Ульяновская, 18.