

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Курганский государственный университет»

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ  
ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ**

Методические указания  
к выполнению практических занятий  
по дисциплине «Проектирование транспортных средств  
специального назначения»  
для студентов специальности 23.05.02,  
направление подготовки «Транспортные средства специального назначения»

Курган 2021

Кафедра: «Гусеничные машины и прикладная механика»

Дисциплина: «Проектирование транспортных средств специального назначения»

Составил: канд. техн. наук, доцент А. С. Хомичев

Печатается в соответствии с планом, утвержденным методическим советом университета «06» февраля 2020 г.

Утверждены на заседании кафедры «12 » мая 2020 г.

## Введение

Совершенствование учебного процесса подготовки инженеров-конструкторов на современном уровне развития науки и техники должно сопровождаться дальнейшим расширением объема самостоятельной работы студентов.

Самостоятельно решение контрольных примеров расчета конструкций представляет собой весьма эффективную форму освоения и закрепления знаний по курсам: «Компьютерные технологии», «Конструкция транспортных средств специального назначения» и «Системы автоматизированного проектирования».

Целью проведения практических занятий является выполнение проектного расчета оптимальных параметров торсионного вала, построение трехмерной модели и разработка рабочего чертежа. При выполнении расчета определяются параметры конструкции, удовлетворяющие требованиям функционирования. На основании полученных данных происходит построение трехмерной модели, выполняется проверочная компоновка подвески и чертеж торсионного вала.

Методические указания содержат методики автоматизированного расчета и информационное обеспечение, приводятся контрольные примеры.

Методика автоматизированного проектного расчета главного фрикциона может быть использована в курсовом, дипломном проектировании и при выполнении учебно-исследовательской работы.

## 1 Содержание практических занятий

Каждому студенту выдается вариант задания, содержащий основные исходные данные (масса, геометрические размеры машины, величина клиренса). Остальные данные, необходимые для выполнения расчета, выбираются в соответствии с рекомендациями, изложенными в настоящих методических указаниях, рекомендуемой литературе, по аналогии с прототипами с позиций современных тенденций развития техники.

Анализ конструкции, функционирования и методов расчета систем подвески [1; 2; 3] показывает, что к конструкции подвесок предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение частоты линейных и продольно-угловых колебаний корпуса машины в пределах, привычных для человека ( $K_{\phi\min} = 4,5 \text{ 1/с}$ ,  $K_{\phi\max} = 5,3 \text{ 1/с}$ );
- обеспечение вертикальных ускорений, действующих на водителя, в пределах  $z''_{\max} = (3 \dots 3,5) \cdot g$  при движении по неровностям заданной высоты  $h_0$ ;
- надежность (прочность и долговечность) в пределах заданного срока службы и условий эксплуатации;
- малая масса и габариты;
- высокая технологичность конструкции и низкая трудоемкость изготовления;

– удобство технического обслуживания при эксплуатации.

Данные, характеризующие конструкцию подвески и торсионного вала, удобно разделить на следующие виды (таблица 1) [4]:

- выходные параметры (показатели работоспособности), по которым оценивается выполнение требований функционирования;
  - внешние параметры, которые являются характеристикой внешней среды, оказывающие влияние на функционирование;
  - внутренние параметры, которые характеризуют элементы конструкции.
- Расчетная схема торсионной подвески приведена на рисунке 1.

Таблица 1 – Данные, характеризующие конструкцию подвески и торсионного вала

Параметры	Обозначение	Единица измерения
Выходные параметры (показатели работоспособности)		
Вертикальное ускорение корпуса на месте водителя	$z''$	g
Модуль жесткости подвески в статическом положении	$m_{п}$	Н/мм
Жесткость торсионного вала при кручении	$C_{т}$	Н·м/рад
Максимальное касательное напряжение торсионного вала	$\tau_{max}$	МПа
Собственная частота продольно-угловых колебаний корпуса	$K_{\phi}$	1/с
Внешние параметры		
Масса машины	$M$	кг
Колея машины	$B$	мм
Высота корпуса машины	$H_{к}$	м
Длина корпуса машины	$L_{к}$	м
Длина опорной поверхности гусеницы	$L_{оп}$	м
Погонная масса гусеницы	$\gamma_{г}$	кг/м
Усилие предварительного натяжения гусеницы	$T_0$	Н
Диаметр опорного катка	$D_{ок}$	мм
Число опорных катков на одном борту машины	$n_{ок}$	–
Расстояние от центра подрессоренных масс до оси i-го катка	$l_i$	М
Статическая нагрузка на опорный каток	$P_{к}$	Н
Момент инерции подрессоренных масс относительно поперечной оси, проходящей через центр подрессоренных масс	$J_0$	кг·м <sup>2</sup>
Удельный коэффициент демпфирования угловых колебаний	$\delta_{\phi}$	–
Высота неровности, которую машина должна преодолевать без пробоя подвески	$h_0$	м
Установочный угол балансира	$\beta_{уст}$	градус
Клиренс машины	$K$	мм
Высота гусеницы	$h_{г}$	мм
Расстояние от наружной поверхности днища машины до оси торсионного вала	$a$	мм
Длина балансира	$l_б$	мм
Внутренние параметры		
Диаметр торсионного вала	$d_{т}$	мм
Длина торсионного вала	$L_{т}$	мм

Продолжение таблицы 1

Приведенная длина рабочей части торсионного вала	$l_T$	мм
Длина малой головки торсионного вала	$l_{Г1}$	мм
Длина большой головки торсионного вала	$l_{Г2}$	мм
Радиус перехода от стержня вала к головке	$R$	мм
Число зубьев шлицевого соединения малой головки	$z_1$	—
Число зубьев шлицевого соединения большой головки	$z_2$	—
Модуль шлицевого соединения	$m$	—
Угол между боковыми поверхностями зубьев головок	$\gamma$	градус
Диаметр делительной окружности зубьев малой головки	$D_{т1}$	мм
Диаметр делительной окружности зубьев большой головки	$D_{т2}$	мм
Диаметр малой головки по вершинам зубьев	$D_{11}$	мм
Диаметр большой головки по вершинам зубьев	$D_{12}$	мм
Диаметр малой головки по впадинам зубьев	$D_{21}$	мм
Диаметр большой головки по впадинам зубьев	$D_{22}$	мм
Радиус скругления дна впадин зубьев	$r$	мм
Ширина фаски малой головки	$c_1$	мм
Ширина фаски большой головки	$c_2$	мм
Угол фаски головки	$\beta$	град
Модуль упругости материала при кручении	$G$	МПа
Предел пропорциональности при кручении	$\tau_{пц}$	МПа
Коэффициент заневоливания торсионного вала	$K_3$	—
Коэффициент вторичного заневоливания торсионного вала	$K_{3в}$	—

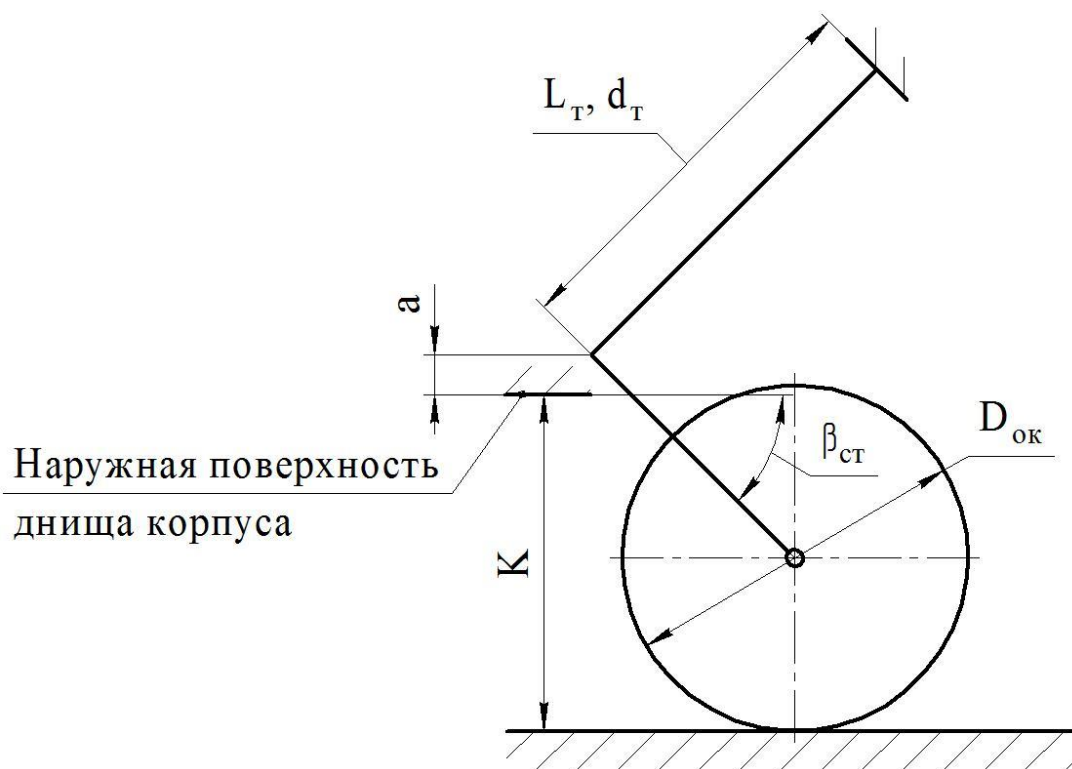


Рисунок 1 – Расчетная схема торсионной подвески

## 2 Методика расчета параметров конструкции торсионной подвески

### 2.1 Расчет модуля жесткости подвески в статическом положении

Проектный расчет ведется на основе следующих исходных положений [7]:

- подвеска принимается симметричной, т. е. жесткости всех подвесок одинаковые, расстояние между опорными катками одинаковое, катки расположены симметрично относительно середины длины опорной поверхности гусеницы;
- центр подрессоренных масс и центр упругости совпадают и находятся посередине длины опорной поверхности гусеницы;
- жесткость подвески принимается нелинейной, зависящей от ее геометрических параметров;
- продольные силы сопротивления качению катков не учитываются;
- в подвесках, выполненных со смещением осей катков правого и левого борта, расстояние от центра масс до оси катка принимается как среднее;
- влияние колебательных процессов в гусенице не учитывается.

Модуль жесткости подвески определяется [5] из уравнения частоты продольно-угловых колебаний корпуса:

$$K_{\varphi} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{J_0} \cdot m_{\Pi} \cdot \sum_{i=1}^{n_{\text{ок}}} l_i^2},$$

откуда

$$m_{\Pi} = \frac{J_0 \cdot K_{\varphi}^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{\text{ок}}} l_i^2}$$

Расстояние от центра подрессоренных масс до оси  $i$ -го катка:

$$l_i = \frac{L_{\text{оп}}}{n_{\text{ок}} - 1} \cdot \left( \frac{n_{\text{ок}} + 1}{2} - i \right)$$

Момент инерции подрессоренных масс машины:

$$J_0 = \alpha_m \cdot (M - 2 \cdot (L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\Gamma} + n_{\text{ок}} \cdot m_{\text{ок}})) \cdot \frac{H_{\text{к}}^2 + L_{\text{к}}^2}{12},$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения масс корпуса и оборудования (таблица 4);

$m_{\text{ок}}$  – масса опорного катка, кг.

### 2.2 Проектный расчет параметров конструкции подвески

Модуль жесткости подвески в статическом положении, жесткость торсионного вала при кручении и длина балансира связаны соотношением:

$$m_{\Pi} = 10^3 \cdot C_T \cdot \frac{1 - \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_{\text{ст}} \cdot \text{tg} \beta_{\text{ст}}}{l_6^2 \cdot \cos^2 \beta_{\text{ст}}}$$

где  $\varphi_{\text{ст}}$  – статический угол закручивания торсионного вала, градус,  
 $l_6$  – длина балансира.

Статический угол балансира:

$$\beta_{\text{ст}} = \arcsin \left( \frac{K + a - h_{\Gamma} - 0,5 \cdot D_{\text{ок}}}{l_6} \right)$$

Статический угол закручивания торсионного вала:

$$\varphi_{\text{ст}} = \beta_{\text{уст}} - \beta_{\text{ст}}$$

Жесткость торсионного вала при кручении:

$$C_T = \frac{180 \cdot M_{\text{тст}}}{\pi \cdot \varphi_{\text{ст}}}$$

где  $M_{\text{тст}}$  – момент закручивания торсионного вала в статическом положении:

$$M_{\text{тст}} = 10^{-3} \cdot P_{\text{ст}} \cdot l_6 \cdot \cos \beta_{\text{ст}}$$

где  $P_{\text{ст}}$  – статическая нагрузка на каток от подрессоренной массы:

$$P_{\text{ст}} = \frac{K_1 \cdot ((0,5 \cdot M - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\Gamma}) \cdot g + T_0)}{n_{\text{ок}}} - m_{\text{ок}} \cdot g,$$

где  $K_1 = 1,05$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на катки по борту.

На стадии проектирования массу опорного катка можно определить в зависимости от его конструкции:

$$m_{\text{ок}} = a_{\text{к}} + b_{\text{к}} \cdot P_{\text{ст}},$$

где  $a_{\text{к}}$ ,  $b_{\text{к}}$  – коэффициенты, зависящие от конструкции опорного катка (таблица 3).

Подставив данное выражение в формулу для  $P_{\text{ст}}$  получим:

$$P_{\text{ст}} = \frac{K_1 \cdot ((0,5 \cdot M - L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\Gamma}) \cdot g + T_0) / n_{\text{ок}} - a_{\text{к}} \cdot g}{1 + b_{\text{к}} \cdot g}$$

Установочный угол балансира:

$$\beta_{\text{уст}} = \frac{180}{\pi \cdot (m_{\Pi} \cdot l_6 \cdot \cos \beta_{\text{ст}}) / P_{\text{ст}} + \text{tg} \beta_{\text{ст}}} + \beta_{\text{ст}}$$

Длина балансира:

$$l_6 = K_6 \cdot \frac{D_{\text{ок}}}{2},$$

где  $K_6$  – отношение длины балансира к радиусу опорного катка:

$K_6 = 0,57 \dots 0,67$  при расположении оси балансира внутри катка;

$K_6 = 1,05 \dots 1,09$  при расположении оси балансира за габаритами катка.

Необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$\beta_{\text{уст}} \leq [\beta_{\text{уст}}],$$

где  $[\beta_{уст}]$  – предельно допустимый угол установки балансира, при котором не происходит переход катка через вертикальную плоскость при движении машины задним ходом.

Если условие не выполняется, необходимо увеличить длину балансира  $l_6$ .

### 3 Выбор параметров конструкции торсионного вала

#### 3.1 Расчет параметров конструкции торсионного вала

Расчет параметров торсионного вала производится в зависимости от необходимой жесткости подвески в статическом положении и прочности торсионного вала по допускаемым максимальным напряжениям при кручении при положении балансира на буфере подвески.

Максимальные касательные напряжения при кручении, возникающие в стержне торсионного вала, МПа:

$$\tau_{max} = 10^3 \cdot \frac{M_{max}}{W_T},$$

где  $M_{max}$  – максимальный момент закручивания торсионного вала при положении балансира на буфере:

$$M_{max} = M_{тст} \cdot \left(1 + \frac{\varphi_{дин}}{\varphi_{ст}}\right),$$

где  $\varphi_{дин}$  – динамический угол закручивания торсионного вала, градус;

$$W_T = \frac{\pi \cdot d_T^3}{16}$$

Таким образом, диаметр торсионного вала можно найти по формуле:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{тст} \cdot \left(1 + \varphi_{дин}/\varphi_{ст}\right) \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{max}}}$$

Динамический угол закручивания торсиона находится в зависимости от динамического хода катка:

$$h_{дин} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{l_1 \cdot h_0}{\delta_\varphi},$$

где  $l_1$  – расстояние от центра подрессоренных масс до оси первого катка;

$\delta_\varphi$  – удельный коэффициент демпфирования угловых колебаний, который зависит от количества установленных амортизаторов:

$\delta_\varphi = 0,4 \dots 0,5$  – при установке двух амортизаторов на борт;

$\delta_\varphi = 0,6 \dots 0,7$  – при установке трех амортизаторов на борт.

Угол балансира при положении на буфере:

$$\beta_6 = \arcsin \frac{(K + a - h_\Gamma - 0,5 \cdot D_{ок}) - h_{дин}}{l_6}$$



Динамический угол закручивания торсионного вала, градус:

$$\varphi_{\text{дин}} = \beta_{\text{ст}} - \beta_{\text{б}}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении, возникающее в стержне торсионного вала, рассчитывается по следующей зависимости, МПа:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{\tau_{\text{пц}}}{3} \cdot (4 - K_3^3),$$

где  $K_3 = \frac{d_{\text{я}}}{d_{\text{т}}}$  – коэффициент заневоливания торсиона;

$d_{\text{я}}$  – диаметр ядра сечения торсиона, имеющего только упругие деформации при заневоливании, мм.

Момент заневоливания торсионного вала, Н·м:

$$M_3 = \frac{\pi \cdot d_{\text{т}}^3 \cdot \tau_{\text{пц}}}{48 \cdot 10^3} \cdot (4 - K_3^3)$$

Угол закрутки торсионного вала при заневоливании, градус:

$$\varphi_3 = \frac{2 \cdot \tau_{\text{пц}} \cdot l_{\text{т}} \cdot 180}{G \cdot K_3 \cdot d_{\text{т}} \cdot \pi}$$

В зависимости от значения твердости производится одно или два заневоливания. При НВ 401 ... 444 производится одно заневоливание, после которого торсионный вал подвергается контрольной закрутке на угол, градус:

$$\varphi_{\text{к}} = (\varphi_{\text{ст}} + \varphi_{\text{дин}}) \cdot 1,05$$

При НВ 477 ... 555 производится два заневоливания: первичное – до накатки стержня и галтелей на угол  $\varphi_3$ , вторичное – после накатки стержня и галтелей на угол, градус:

$$\varphi_{\text{зв}} = \varphi_3 \cdot \frac{K_3}{K_{\text{зв}}},$$

где  $K_{\text{зв}}$  – коэффициент вторичного заневоливания торсиона.

Приведенная длина рабочей части торсионного вала, мм:

$$l_{\text{т}} = \frac{\pi^2 \cdot G \cdot d_{\text{т}}^4 \cdot \varphi_{\text{ст}}}{32 \cdot 180 \cdot M_{\text{тст}} \cdot 10^3}$$

### 3.2 Методика выбора оптимальных параметров конструкции торсионного вала

Решение задачи выбора оптимальных параметров конструкции торсионного вала выполняется на основе метода определения пространства параметров [6].

Функциональными ограничениями, накладываемыми на параметры торсионного вала и подвески, являются:

- модуль жесткости подвески в статическом положении, который должен находиться в определенных пределах;

- максимальные напряжения при кручении в стержне торсионного вала, которые не должны превышать допускаемые;
- вертикальные ускорения корпуса на месте водителя, которые должны быть ниже допускаемых.

Для каждого значения частоты продольно-угловых колебаний корпуса ( $K_{\varphi min}$ ,  $K_{\varphi max}$ ) определяются величины модуля жесткости подвески ( $m_{пmin}$ ,  $m_{пmax}$ ), для которых определяются установочные углы балансира  $\beta_{уст}$  и углы закрутки торсиона  $\varphi_{ст}$ . Далее определяются диаметр  $d_T$  и приведенная длина рабочей части торсионного вала  $l_T$ , которые формируют пары значений параметров:  $d_T(K_{\varphi min})$ ,  $l_T(K_{\varphi min})$  и  $d_T(K_{\varphi max})$ ,  $l_T(K_{\varphi max})$ .

Этим параметрам соответствуют точки, которые являются нижними границами допустимого множества параметров конструкции. Нижняя граница допустимого множества представляет собой прямую, параметры уравнения которой определяются по формулам:

– угловой коэффициент прямой

$$k_l = \frac{l_T(K_{\varphi max}) - l_T(K_{\varphi min})}{d_T(K_{\varphi max}) - d_T(K_{\varphi min})}$$

– отрезок, отсекаемый прямой на оси  $l_T$ , мм:

$$b_l = l_T(K_{\varphi min}) - k_l \cdot d_T(K_{\varphi min})$$

Диаметр торсионного вала принимается из полученного диапазона согласно таблице 7 информационного обеспечения:

$$d_T(K_{\varphi min}) < d_T < d_T(K_{\varphi max})$$

Для выбранного значения  $d_T$  выбирается также длина переходных участков и головок  $l_{гп}$ .

Значение  $l_{Tmin}$  на линии нижней границы допустимого множества параметров конструкции:

$$l_{Tmin} = b_l + k_l \cdot d_T$$

Длина торсионного вала по линии нижней границы допустимого множества:

$$L_{Tmin} = l_{Tmin} + l_{гп}$$

Наибольшая приведённая длина рабочей части при жесткости торсионного вала, соответствующей  $K_{\varphi min}$ :

$$l_{Tmax} = l_T(K_{\varphi min}) \cdot \frac{d_T^4}{d_T(K_{\varphi min})^4}$$

Наибольшая длина торсионного вала:

$$L_{Tmax} = l_{Tmax} + l_{гп}$$

В конструкции гусеничных машин получили распространение два вида расположения торсионных валов: соосное и несоосное. В связи с этим устанавливается ограничение на предельную длину торсионного вала в зависимости от ширины колеи машины и гусеницы, мм:

$$L_{\text{ТК}} \leq \frac{B - a_{\text{T}} \cdot b_{\text{T}}}{b_{\text{T}}},$$

где  $a_{\text{T}} = 1$ ,  $b_{\text{T}} = 2$  – для соосных торсионных валов;

$a_{\text{T}} = 1$ ,  $b_{\text{T}} = 1$  – для несоосных торсионных валов.

С учетом данного ограничения из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 принимается наименьшее значение длины торсионного вала из диапазона:

$$L_{\text{Tmin}} < L_{\text{T}} < L_{\text{Tmax}}$$

Приведенная длина рабочей части торсионного вала, мм:

$$l_{\text{T}} = L_{\text{T}} - l_{\text{ГП}}$$

После определения диаметра и длины рабочей части торсионного вала производится расчет характеристик торсионного вала и подвески:

- жесткость торсионного вала при кручении, Н·м/рад:

$$C_{\text{T}} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{\text{T}}^4}{32 \cdot 10^3 \cdot l_{\text{T}}}$$

- статический угол закручивания торсионного вала, градус:

$$\varphi_{\text{СТ}} = \frac{180 \cdot M_{\text{ТСТ}}}{\pi \cdot C_{\text{T}}}$$

- установочный угол балансира:

$$\beta_{\text{УСТ}} = \varphi_{\text{СТ}} + \beta_{\text{СТ}}$$

Далее определяются модуль жесткости и частота продольно-угловых колебаний корпуса машины.

Расстояние от оси опорного катка оси торсионного вала по вертикали, мм:

– в статическом положении

$$z_{\text{СТ}} = K + a - h_{\text{T}} - \frac{D_{\text{ОК}}}{2},$$

– в положении на буфере

$$z_{\text{Б}} = z_{\text{СТ}} - h_{\text{ДИН}},$$

– в установочном положении

$$z_{\text{УСТ}} = l_{\text{Б}} \cdot \sin \beta_{\text{УСТ}}.$$

Статический ход опорного катка, мм:

$$h_{\text{СТ}} = z_{\text{УСТ}} - z_{\text{СТ}}$$

Удельная потенциальная энергия подвески, мм:

$$\lambda = \frac{C_T \cdot ((\varphi_{ст} + \varphi_{дин}) \cdot \pi / 180)^2 \cdot 10^3 \cdot n_{ок}}{(M - 2 \cdot (L_{оп} \cdot \gamma_T + n_{ок} \cdot m_{ок})) \cdot g}$$

Период продольно-угловых колебаний корпуса, с:

$$T_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{K_\varphi}$$

Частота вертикальных колебаний корпуса, 1/с:

$$K_z = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot n_{ок} \cdot m_{п}}{(M - 2 \cdot (L_{оп} \cdot \gamma_T + n_{ок} \cdot m_{ок})) \cdot g}}$$

Период вертикальных колебаний корпуса, с:

$$T_z = \frac{2 \cdot \pi}{K_z}$$

#### **4 Расчет геометрических элементов и измерительных размеров торсионного вала**

После расчета оптимальных параметров конструкции торсионного вала необходимо определить размеры геометрических элементов и измерительные размеры детали [8].

Торсионный вал представляет собой тело вращения ступенчатой формы со шлицами на головках, с глухими центровыми отверстиями с двух сторон. Шлицы головок имеют треугольный профиль. Параметры шлицев принимаются по таблице 7 в зависимости от диаметра торсионного вала.

Расчет параметров шлицев большой головки:

– диаметр делительной окружности:

$$D_{t2} = m \cdot z_2$$

– диаметр вершин зубьев:

$$D_{12} = D_{t2} + 2 \cdot f_T \cdot m,$$

где  $f_T = 0,6$  – коэффициент высоты головки зуба.

Диаметр большой головки по впадинам зубьев определяется по формуле:

$$D_{22} = d_{02} + 2 \cdot r \cdot \left( \frac{1}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} - 1 \right),$$

где  $d_{02}$  – теоретический диаметр впадин зубьев большой головки:

$$d_{02} = m \cdot z_2 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) - \frac{\sin(90^\circ/z_2)}{\operatorname{tg}(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} \right),$$

где  $\gamma = 60^\circ$  – угол между боковыми поверхностями зубьев.

Толщина зуба по хорде делительной окружности:

$$S_{g1} = m \cdot z_1 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right)$$

Расчет параметров шлицев малой головки:

– диаметр делительной окружности:

$$D_{t1} = m \cdot z_1$$

– диаметр вершин зубьев:

$$D_{11} = D_{t1} + 2 \cdot f_r \cdot m ,$$

Диаметр малой головки по впадинам зубьев определяется по формуле:

$$D_{21} = d_{01} + 2 \cdot r \cdot \left( \frac{1}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} - 1 \right) ,$$

где  $d_{01}$  – теоретический диаметр впадин зубьев малой головки:

$$d_{01} = m \cdot z_1 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) - \frac{\sin(90^\circ/z_1)}{\operatorname{tg}(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} \right)$$

Толщина зуба по хорде делительной окружности:

$$S_{g2} = m \cdot z_2 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right)$$

Диаметр измерительного ролика для измерения толщины зуба большой головки предварительно рассчитывается по формуле

$$d_p \approx 1,7 \cdot m$$

и принимается ближайшее большее значение согласно ГОСТ 2475-88.

Размер по роликам шлицев большой головки:

– для четного числа зубьев

$$M_{B2} = d_{02} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} + d_p ,$$

– для нечетного числа зубьев

$$M_{B2} = \left( d_{02} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} + d_p \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right)$$

Для обеспечения замера по роликам необходимо проверить условие:

$$M_{B2} > D_{12} ,$$

при невыполнении условия принимается следующее большее значение диаметра ролика согласно ГОСТ 2475-88.

Размер по роликам шлицев малой головки:

– для четного числа зубьев

$$M_{B1} = d_{01} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} + d_p ,$$

– для нечетного числа зубьев

$$M_{B1} = \left( d_{01} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} + d_p \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right)$$

Для обеспечения замера по роликам необходимо проверить условие:

$$M_{B1} > D_{11} ,$$

при невыполнении условия принимается следующее большее значение диаметра ролика согласно ГОСТ 2475-88.

Переходная поверхность, расположенная между поверхностью с диаметром, равным диаметру вершин зубьев, и стержнем торсиона представляет собой дугу окружности, касательную к стержню. Радиус дуги  $R$  выбирается в зависимости от диаметра торсионного вала (таблица 7).

Фаски на большой и малой головках торсиона выполняются под углом 30 градусов. Размер фаски выбирается в зависимости от диаметра вершин зубьев: при  $D_1$  до 60 мм размер фаски – 3 мм; при  $D_1$  свыше 60 мм – 5 мм.

Размеры центровых отверстий выбираются согласно ГОСТ 14034-74 в зависимости от диаметра вершин головки по шлицам (таблица 5).

## **5 Построение трехмерной модели и выполнение рабочего чертежа торсионного вала**

После расчета геометрических элементов торсионного вала выполняется построение трехмерной модели детали с помощью одной из систем трехмерного моделирования по согласованию с преподавателем [9; 10]. Далее необходимо выполнить рабочий чертеж торсионного вала в соответствии с требованиями ЕСКД [11].

Типовой эскиз торсионного вала представлен на рисунке 2. Торсионный вал в соответствии с классификатором ЕСКД для изделий, деталей и конструкторских документов относится к телам вращения, ступенчатый со шлицами на головках, гладкий, с глухими центровыми отверстиями с двух сторон, без закрытых уступов, наружной резьбы и отверстий вне оси детали. Обозначение вала по ГОСТ 2.201-80 – 715423.

На главном виде выполняется изображение вала с разрывом по стержню, с частичными фронтальными разрезами обеих головок, на которых показаны центровые отверстия. Конструкторской базой принимается ось центров. На видах, полученных в результате поперечного разреза головок, изображается профиль шлицев с указанием размеров, необходимых для контроля толщины зубьев при помощи измерительных роликов. Также на чертеже размещается таблица маркировки торсионного вала (таблица 6).

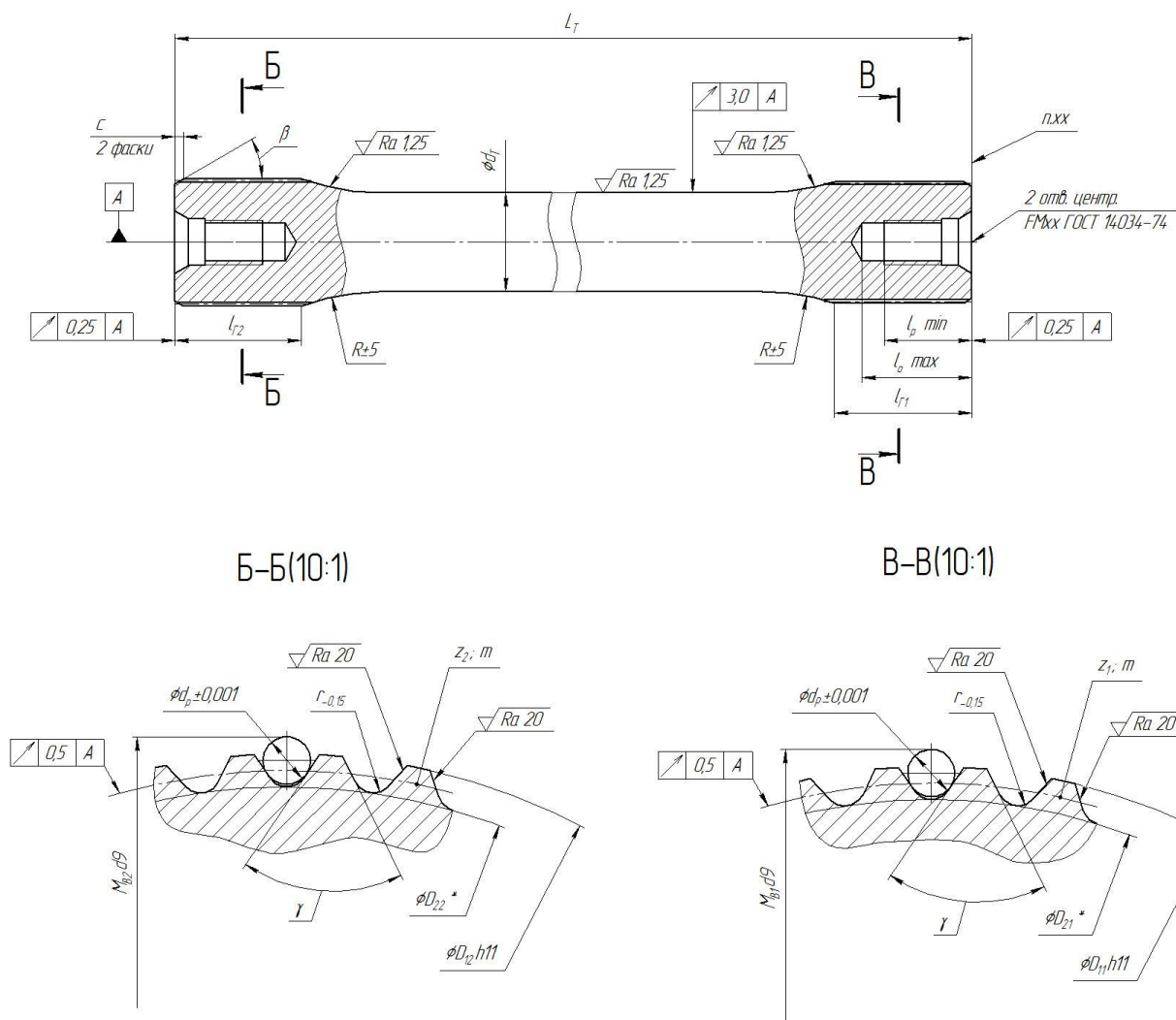


Рисунок 2 – Эскиз торсионного вала

## 6 Информационное обеспечение

В соответствии с разработанной методикой расчета параметров конструкции торсионного вала информационное обеспечение содержит следующие данные:

- физико-механические свойства материала торсионного вала (таблица 2);
  - коэффициенты массы опорных катков в зависимости от их конструкции (таблица 3);
  - значения коэффициента, учитывающего влияние распределения масс корпуса и оборудования (таблица 4);
  - размеры центровых отверстий (таблица 5);
  - оформление таблицы обозначения маркировки торсионного вала (таблица 6);
  - диаметр торсионного вала и соответствующие ему размеры (таблица 7);
- Длину торсионного вала и длину балансира рекомендуется выбирать из ряда нормальных линейных размеров.

Таблица 2 – Физико-механические свойства стали 45ХН2МФА ГОСТ 4543-71

Диаметр отпечатка	Твердость НВ	Режим термической обработки		G, МПа	K <sub>з</sub>	K <sub>зв</sub>	Усилие накатки роликом, Н		τ <sub>пл</sub> , МПа
		закалка в масле	отпуск на воздухе				стержня, галтелей	шлицев	
Ø 3,05 ... 2,9	401...444	870	470	82000	1	1	4500	14000	850
Ø 3,05 ... 2,9	401...444	870	470	82000	0,46 ... 0,5	1	6000	14000	850
Ø 2,8 ... 2,6	477...555	870	230	76000	0,4 ... 0,44	0,62	9000	25000	950

Таблица 3 – Коэффициенты массы опорных катков

Конструкция катка	Материал	Коэффициенты	
		a <sub>к</sub>	b <sub>к</sub>
Однорядный	Сталь	23,44	2,33·10 <sup>-3</sup>
Двухрядный	Сталь	50	5,13·10 <sup>-3</sup>
Двухрядный	Легкие сплавы	-2,94	3,88·10 <sup>-3</sup>

Таблица 4 – Значения коэффициента, учитывающего влияние распределения масс корпуса и оборудования

Параметр	Масса машины M, кг			
	до 8000	8000 – 16000	16000 – 32000	более 32000
α <sub>т</sub>	0,85 ... 0,9	0,9 ... 1,1	1,1 ... 1,2	1,25 ... 1,35

Таблица 5 – Размеры центровых отверстий по ГОСТ 14034-74

Диаметр головки по вершинам зубьев	Обозначение	Размер, мм					
		d	d <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	l <sub>p</sub> min	l <sub>0</sub> max
до 60 мм	FM16	16	17	11	5	32	40
св. 60 мм	FM20	20	21	12,5	6	40	48

Таблица 6 – Обозначения маркировки торсионного вала

Обозначение	Наименование	Направление заневоливания	Маркировка
	Торсион левый	Против часовой стрелки	Лев.
	Торсион правый	По часовой стрелке	Пр.



Таблица 7 – Размеры торсионных валов, мм

Параметр	Диаметр торсионного вала																		
	32	34	36	37	38	39	40	41	42	44	45	46	48	49	50	52	53	55	56
m	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
z <sub>1</sub>	39	41	43	44	45	46	47	48	50	52	43	44	45	46	47	49	50	52	53
D <sub>t1</sub>	39	41	43	44	45	46	47	48	50	52	53,75	55	56,25	57,5	58,75	61,25	62,5	65	66,25
D <sub>11</sub>	40,2	42,2	44,2	45,2	46,2	47,2	48,2	49,2	51,2	53,2	55,25	56,5	57,75	59	60,25	62,75	64	66,5	67,75
l <sub>r1</sub>	46	48	50	52	53	55	55	58	60	62	63	65	67	70	70	73	75	78	78
R	75	78	86	88	88	90	92	95	98	102	105	108	112	115	115	120	125	130	130
l <sub>3</sub>	24,5	24,9	26,2	26,6	26,6	26,9	27,2	27,6	29,7	30,9	32,4	33,3	32,7	33,5	34	35,3	36,7	38,8	38,4
z <sub>2</sub>	41	43	45	46	47	48	49	50	52	54	45	46	47	48	49	51	52	54	55
D <sub>t2</sub>	41	43	45	46	47	48	49	50	52	54	56,25	57,5	58,75	60	61,25	63,75	65	67,5	68,75
D <sub>21</sub>	42,2	44,2	46,2	47,2	48,2	49,2	50,2	51,2	53,2	55,2	57,75	59	60,25	61,5	62,75	65,25	66,5	69	70,25
l <sub>r2</sub>	42	44	46	48	49	50	52	52	55	58	58	60	62	62	63	67	70	71	73
l <sub>4</sub>	27,2	27,7	29,2	29,5	29,5	29,9	30,2	30,7	32,7	33,3	36	36,9	36,5	37,4	37,8	39,3	44,7	48,8	46,6
l <sub>rn</sub>	114	118	124	128	130	133	136	139	146	152	155	160	164	167	169	177	186	193	194

Типовые технические требования на изготовление торсионного вала

- 1 НВ xxx ... xxx ( $\varnothing$  xx ... xx). Испытание твердости – на торце вала.
- 2 Взаимное расположение шлицев на обеих головках произвольное.
- 3 Шлицы на обеих головках помимо контроля размеров, указанных на чертеже, должны проверяться комплексными калибрами – кольцами.
- 4 Для выявления скрытых пороков материала вал проверить на магнитном дефектоскопе.
- 5 Впадины шлицев накатать стальными роликами в один двойной проход. Параметры накатки: диаметр ролика 45 ... 75 мм; радиус скругления рабочей части ролика  $0,75^{+0,07}_{-0,15}$  мм; твердость ролика  $HRC \geq 60$ ; усилие накатки  $xxxxx^{+500}N$  ( $xxxxx^{+50}кгс$ ) (принимается из таблицы 2).
- 6 Поверхности стержня вала и галтелей накатать стальными роликами в один проход. Параметры накатки: диаметр ролика 65 ... 95 мм; радиус скругления рабочей части ролика  $5 \pm 0,5$  мм; твердость ролика  $HRC \geq 60$ ; усилие накатки  $xxxxx^{+500}N$  ( $xxxxx^{+50}кгс$ ) (принимается из таблицы 2); подача 0,2 ... 0,3 мм/об. Накатку производить со смазывающе-охлаждающей жидкостью.
- 7 Покрытие поверхностей стержня вала и галтелей: грунтовка фосфатирующая  
ВЛ-02 ГОСТ 12707-77, грунтовка ФЛ-03К ГОСТ 9109-81, эмаль черная ПФ-223 ГОСТ 14923-78.
- 8 После изготовления вал обмотать изоляционной лентой ПВХ 50x0,45 1 сорта ГОСТ 16214-70 в один слой перекрытием на 10 ... 15 мм. Наличие морщин и складок не допускается.
- 9 Маркировать после первичного заневоливания шрифтом ПО 5 ГОСТ 2930-62.
- 10 В случае, если твердость НВ 401 и  $K_z = 0,46$ , производится одно заневоливание и вносится следующая запись:

Вал после накатки подвергнуть заневоливанию пятикратной закруткой на угол  $xxx^\circ \pm 2^\circ$ , при этом первую закрутку производить на угол  $xxx^\circ \pm 2^\circ$ , последующие – на углы, меньшие на величину остаточной деформации от предыдущих закруток. После заневоливания вал подвергнуть трехкратной контрольной закрутке на угол  $xxx^\circ \pm 2^\circ$  в сторону заневоливания. Остаточная деформация не допускается.

В случае, если твердость НВ 477 и  $K_z = 0,46$ , производится два заневоливания и вносится следующая запись:

Первичное заневоливание вала производить до накатки стержня и галтелей путем пятикратной закрутки. Первую закрутку производить на угол  $xxx^\circ \pm 2^\circ$ , последующие – на углы, меньшие на величину остаточной деформации от предыдущих закруток, причем первую закрутку производить с выдержкой под нагрузкой  $30 \pm 10$  с, четвертую – с выдержкой  $60^{+30}_{-10}$  с. Остаточная деформация не должна превышать  $60^\circ$ . После накатки стержня и галтелей вал подвергнуть вторичному заневоливанию путем пятикратной закрутки. Первую закрутку произвести на угол  $xxx^\circ \pm 2^\circ$ , последующие – на углы, меньшие на величину остаточной деформации от предыдущих закруток, причем первую закрутку производить с выдержкой под нагрузкой  $30 \pm 10$  с, четвертую – с выдержкой  $60^{+30}_{-10}$  с. Полная остаточная деформация не должна превышать  $60^\circ$  (углы закрутки принимаются по результатам расчета).

## 7 Контрольный пример проектного расчета подвески и выбора параметров конструкции торсионного вала

### 7.1 Проектный расчет подвески

Исходные данные:

Машина:

$M = 14000$  кг;  $B = 2500$  мм;  $L_{оп} = 3,6$  м;  $H_k = 1,25$  м;  $L_k = 6,6$  м;  $K = 450$  мм;  
 $a = 55$  мм;  $\alpha_T = 1$ .

Ходовая часть:

$D_{ок} = 600$  мм;  $n_{ок} = 6$ ;  $\gamma_T = 62$  кг/м;  $T_0 = 15000$  Н;  $K_1 = 1,05$ ;  $K_6 = 1,09$ ;  
 $b_T = 340$  мм;

$h_T = 60$  мм;  $\delta_\phi = 0,675$ ;  $[\beta_{уст}] = 60^\circ$ ;

расположение торсионных валов – несоосное;

расположение оси балансира – над шиной катка;

$a_T = 1,1$ ;  $b_T = 1$ ;

конструкция катка – однорядный; материал катка – сталь.

Торсион:

марка стали 45ХН2МФА; твердость НВ 401 ... 444;  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  
 $G = 82000$  МПа;

$\tau_{шт} = 850$  МПа;  $K_3 = 0,5$ ;  $K_{вз} = 1$ .

Требования эксплуатации:

$h_0 = 0,2$  м;  $K_{\phi_{min}} = 4,5$  1/с;  $K_{\phi_{max}} = 5,3$  1/с.

Статическая нагрузка на каток:

$$P_{ст} = \frac{K_1 \cdot ((0,5 \cdot M - L_{оп} \cdot \gamma_T) \cdot g + T_0) / n_{ок} - a_k \cdot g}{1 + b_k \cdot g} =$$

$$= \frac{1,05 \cdot ((0,5 \cdot 14000 - 3,6 \cdot 62) \cdot 9,81 + 15000) / 6 - 23,44 \cdot 9,81}{1 + 2,33 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81} = 13716 \text{ Н}$$

Масса опорного катка:

$$m_{\text{ок}} = a_{\text{к}} + b_{\text{к}} \cdot P_{\text{ст}} = 23,44 + 2,33 \cdot 10^{-3} \cdot 13716 = 55,4 \text{ кг}$$

Момент инерции подрессоренных масс машины:

$$J_0 = \alpha_{\text{м}} \cdot (M - 2 \cdot (L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\text{г}} + n_{\text{ок}} \cdot m_{\text{ок}})) \cdot \frac{H_{\text{к}}^2 + L_{\text{к}}^2}{12} =$$

$$= 1 \cdot (14000 - 2 \cdot (3,6 \cdot 62 + 6 \cdot 55,4)) \cdot \frac{1,25^2 + 6,6^2}{12} = 48464 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Расстояние между осями торсионов рядом стоящих подвесок:

$$a_{\text{ок}} = \frac{L_{\text{оп}} \cdot 10^{-3}}{n_{\text{ок}} - 1} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3}}{6 - 1} = 720 \text{ мм}$$

Расстояние от центра подрессоренных масс до оси  $i$ -го катка при  $i = 1 \dots 6$ :

$$l_{(1\dots 6)} = \frac{L_{\text{оп}}}{n_{\text{ок}} - 1} \cdot \left( \frac{n_{\text{ок}} + 1}{2} - (1 \dots 6) \right)$$

$$= (1,8; 1,08; 0,36; -0,36; -1,08; -1,8) \text{ м}$$

Модуль жесткости подвески при  $K_{\varphi \text{min}}$ :

$$m_{\text{п}}(K_{\varphi \text{min}}) = \frac{J_0 \cdot K_{\varphi \text{min}}^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \sum_1^6 l_{(1\dots 6)}^2} =$$

$$= \frac{48464 \cdot 4,5^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (1,8^2 + 1,08^2 + 0,36^2 + (-0,36)^2 + (-1,08)^2 + (-1,8)^2)} = 54,09 \text{ Н/мм}$$

Длина балансира:

$$l_{\text{б}} = K_{\text{б}} \cdot \frac{D_{\text{ок}}}{2} = 1,09 \cdot \frac{600}{2} = 327 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее большее значение из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69:  $l_{\text{б}} = 330 \text{ мм}$ .

Статический угол балансира:

$$\beta_{\text{ст}} = \arcsin \left( \frac{K + a - h_{\text{г}} - 0,5 \cdot D_{\text{ок}}}{l_{\text{б}}} \right) = \arcsin \left( \frac{450 + 55 - 60 - 0,5 \cdot 600}{330} \right)$$

$$= 26,07^\circ$$

Установочный угол балансира при  $K_{\varphi \text{min}}$ :

$$\beta_{\text{уст}}(K_{\varphi \text{min}}) = \frac{180}{\pi \cdot (m_{\text{п}}(K_{\varphi \text{min}}) \cdot l_{\text{б}} \cdot \cos \beta_{\text{ст}}) / P_{\text{ст}} + \text{tg} \beta_{\text{ст}}} + \beta_{\text{ст}} =$$

$$= \frac{180}{3,14 \cdot (54,09 \cdot 330 \cdot 0,898) / 13716 + 0,489} + 26,05 = 60,62^\circ$$

Ввиду того, что условие  $\beta_{\text{уст}}(K_{\varphi \text{min}}) \leq [\beta_{\text{уст}}]$  не выполняется ( $60,62^\circ > 60^\circ$ ), увеличиваем длину балансира (принимаем следующее значение из ряда

нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69):  $l_6 = 340$  мм. Выполняем повторный расчет углов балансира:

$$\beta_{ст} = \arcsin\left(\frac{450 + 55 - 60 - 0,5 \cdot 600}{340}\right) = 25,24^\circ$$

$$\beta_{уст}(K_{\varphi min}) = \frac{180}{3,14 \cdot (54,09 \cdot 340 \cdot 0,898)/13716 + 0,489} + 25,24 = 59,26^\circ$$

Условие  $\beta_{уст}(K_{\varphi min}) \leq [\beta_{уст}]$  выполняется ( $59,26^\circ < 60^\circ$ ).

Момент закручивания торсионного вала в статическом положении:

$$M_{тст} = 10^{-3} \cdot P_{ст} \cdot l_6 \cdot \cos\beta_{ст} = 10^{-3} \cdot 13716 \cdot 340 \cdot 0,905 = 4218 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Динамический ход опорного катка:

$$h_{дин} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{l_1 \cdot h_0}{\delta_\varphi} = 0,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{1,8 \cdot 0,2}{0,675} = 267 \text{ мм}$$

Максимальное касательное напряжение при кручении торсионного вала:

$$\tau_{max} = \frac{\tau_{пц}}{3} \cdot (4 - K_3^3) = \frac{850}{3} \cdot (4 - 0,5^3) = 1098 \text{ МПа}$$

Угол балансира при положении на буфере:

$$\begin{aligned} \beta_6 &= \arcsin \frac{(K + a - h_\Gamma - D_{ок}/2) - h_{дин}}{l_6} = \\ &= \arcsin \frac{(450 + 55 - 60 - 0,5 \cdot 600) - 267}{340} = -21^\circ \end{aligned}$$

Динамический угол закручивания торсионного вала:

$$\varphi_{дин} = \beta_{ст} - \beta_6 = 25,24 - (-21) = 46,24^\circ$$

Статический угол закручивания торсионного вала при  $K_{\varphi min}$ :

$$\varphi_{ст}(K_{\varphi min}) = \beta_{уст}(K_{\varphi min}) - \beta_{ст} = 59,26 - 25,24 = 34,02^\circ$$

Диаметр торсионного вала при  $K_{\varphi min}$ :

$$\begin{aligned} d_T(K_{\varphi min}) &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{тст} \cdot (1 + \varphi_{дин}/\varphi_{ст}(K_{\varphi min})) \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{max}}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4218 \cdot (1 + 46,24/34,02) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1098}} = 35,87 \text{ мм} \end{aligned}$$

Приведенная длина рабочей части торсионного вала при  $K_{\varphi min}$ :

$$\begin{aligned} l_T(K_{\varphi min}) &= \frac{\pi^2 \cdot G \cdot d_T(K_{\varphi min})^4 \cdot \varphi_{ст}}{32 \cdot 180 \cdot M_{тст} \cdot 10^3} = \frac{3,14^2 \cdot 82000 \cdot 35,87^4 \cdot 34,02}{32 \cdot 180 \cdot 4218 \cdot 10^3} \\ &= 1875,6 \text{ мм} \end{aligned}$$

Модуль жесткости подвески при  $K_{\varphi max}$ :

$$m_\Pi(K_{\varphi max}) = \frac{J_0 \cdot K_{\varphi max}^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \sum_1^6 l_{(1...6)}^2} =$$

$$= \frac{48464 \cdot 5,3^2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (1,8^2 + 1,08^2 + 0,36^2 + (-0,36)^2 + (-1,08)^2 + (-1,8)^2)} = 75,03 \text{ Н/мм}$$

Установочный угол балансира при  $K_{\varphi max}$ :

$$\beta_{уст}(K_{\varphi max}) = \frac{180}{\pi \cdot (m_{п}(K_{\varphi max}) \cdot l_6 \cdot \cos \beta_{ст}) / P_{ст} + tg \beta_{ст}} + \beta_{ст} =$$

$$= \frac{180}{3,14 \cdot (75,03 \cdot 340 \cdot 0,898) / 13716 + 0,489} + 25,24 = 51,85^\circ$$

Статический угол закручивания торсионного вала при  $K_{\varphi max}$ :

$$\varphi_{ст}(K_{\varphi max}) = \beta_{уст}(K_{\varphi max}) - \beta_{ст} = 51,85 - 25,24 = 26,61^\circ$$

Диаметр торсионного вала при  $K_{\varphi max}$ :

$$d_T(K_{\varphi max}) = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{тст} \cdot (1 + \varphi_{дин} / \varphi_{ст}(K_{\varphi max})) \cdot 10^3}{\pi \cdot \tau_{max}}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4218 \cdot (1 + 46,24 / 26,61) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1098}} = 37,7 \text{ мм}$$

Приведенная длина рабочей части торсионного вала при  $K_{\varphi max}$ :

$$l_T(K_{\varphi max}) = \frac{\pi^2 \cdot G \cdot d_T(K_{\varphi max})^4 \cdot \varphi_{ст}}{32 \cdot 180 \cdot M_{тст} \cdot 10^3} = \frac{3,14^2 \cdot 82000 \cdot 37,7^4 \cdot 26,61}{32 \cdot 180 \cdot 4218 \cdot 10^3}$$

$$= 1788,8 \text{ мм}$$

Параметры уравнения нижней границы допустимого множества при  $K_{\varphi min} = 4,5 \text{ 1/с}$  и  $K_{\varphi max} = 5,3 \text{ 1/с}$ :

– угловой коэффициент прямой

$$k_l = \frac{l_T(K_{\varphi max}) - l_T(K_{\varphi min})}{d_T(K_{\varphi max}) - d_T(K_{\varphi min})} = \frac{1788,8 - 1875,6}{37,7 - 35,87} = -47,52$$

– отрезок, отсекаемый прямой на оси  $l_T$

$$b_l = l_T(K_{\varphi min}) - k_l \cdot d_T(K_{\varphi min}) = 1875,6 - (-47,52) \cdot 35,87 = 3580 \text{ мм}$$

Предельная длина торсионного вала при несоосной установке:

$$L_{тк} \leq \frac{B - a_T \cdot b_T}{b_T} = \frac{2500 - 1,1 \cdot 340}{1} = 2126 \text{ мм}$$

Для дальнейшего расчета принимается диаметр торсионного вала из полученного диапазона:

$$d_T(K_{\varphi min}) < d_T < d_T(K_{\varphi max}), 35,87 < d_T < 37,7$$

Согласно таблицы 7 принимаем  $d_T = 36 \text{ мм}$ . Для выбранного значения  $d_T$  длина переходных участков и головок равна:  $l_{гп} = 124 \text{ мм}$ .

Значение  $l_{тmin}$  на линии нижней границы допустимого множества параметров конструкции:

$$l_{тmin} = b_l + k_l \cdot d_T = 3580 + (-47,52) \cdot 36 = 1869,3 \text{ мм}$$

Длина торсионного вала по линии нижней границы допустимого множества:

$$L_{Tmin} = l_{Tmin} + l_{ГП} = 1869,3 + 124 = 1993,3 \text{ мм}$$

Наибольшая приведённая длина рабочей части при жесткости торсионного вала, соответствующей  $K_{\varphi min}$ :

$$l_{Tmax} = l_T(K_{\varphi min}) \cdot \frac{d_T^4}{d_T(K_{\varphi min})^4} = 1875,6 \cdot \frac{36^4}{35,87^4} = 1903,3 \text{ мм}$$

Длина торсионного вала при жесткости вала, соответствующей  $K_{\varphi min}$ :

$$L_{Tmax} = l_{Tmax} + l_{ГП} = 1903,3 + 124 = 2027,3 \text{ мм}$$

Выбираем из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 наименьшее значение длины торсионного вала из диапазона:

$$L_{Tmin} < L_T < L_{Tmax}, 1993,3 < L_T < 2027,3$$

Принимаем  $L_T = 2000$  мм.

Приведенная длина рабочей части торсионного вала:

$$l_T = L_T - l_{ГП} = 2000 - 124 = 1876 \text{ мм}$$

Жесткость торсионного вала при кручении:

$$C_T = \frac{\pi \cdot G \cdot d_T^4}{32 \cdot 10^3 \cdot l_T} = \frac{3,14 \cdot 82000 \cdot 36^4}{32 \cdot 10^3 \cdot 1876} = 7207,6 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$$

Статический угол закручивания торсионного вала:

$$\varphi_{ст} = \frac{180 \cdot M_{тст}}{\pi \cdot C_T} = \frac{180 \cdot 4218}{3,14 \cdot 7207,6} = 33,5^\circ$$

Установочный угол балансира:

$$\beta_{уст} = \varphi_{ст} + \beta_{ст} = 33,5 + 25,24 = 58,74^\circ$$

Модуль жесткости подвески в статическом положении:

$$m_{п} = 10^3 \cdot C_T \cdot \frac{1 - \frac{\pi}{180} \cdot \varphi_{ст} \cdot \text{tg} \beta_{ст}}{l_6^2 \cdot \cos^2 \beta_{ст}} = 10^3 \cdot 7207,6 \cdot \frac{1 - \frac{3,14}{180} \cdot 33,5 \cdot 0,471}{340^2 \cdot 0,905^2} = 55,2 \text{ Н/мм}$$

Частота продольно-угловых колебаний корпуса:

$$K_{\varphi} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{J_0} \cdot m_{п} \cdot \sum_{i=1}^{n_{ок}} l_i^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{48464} \cdot 55,2 \cdot (1,8^2 + 1,08^2 + 0,36^2 + (-0,36)^2 + (-1,08)^2 + (-1,8)^2)}$$

$$= 4,54 \text{ 1/с}$$

Максимальный момент закручивания торсионного вала:

$$M_{max} = M_{тст} \cdot \left(1 + \frac{\varphi_{дин}}{\varphi_{ст}}\right) = 4218 \cdot \left(1 + \frac{46,24}{33,5}\right) = 10031 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент сопротивления торсионного вала при кручении:

$$W_T = \frac{\pi \cdot d_T^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 36^3}{16} = 9160,9 \text{ мм}^3$$

Максимальные касательные напряжения, возникающие в стержне торсионного вала:

$$\tau_{max} = 10^3 \cdot \frac{M_{max}}{W_T} = 10^3 \cdot \frac{10031}{9160,9} = 1095 \text{ МПа}$$

Момент заневоливания торсионного вала:

$$M_3 = \frac{\pi \cdot d_T^3 \cdot \tau_{пц}}{48 \cdot 10^3} \cdot (4 - K_3^3) = \frac{3,14 \cdot 36^3 \cdot 850}{48 \cdot 10^3} \cdot (4 - 0,5^3) = 10058 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Угол закрутки торсионного вала при заневоливании:

$$\varphi_3 = \frac{2 \cdot \tau_{пц} \cdot l_T \cdot 180}{G \cdot K_3 \cdot d_T \cdot \pi} = \frac{2 \cdot 850 \cdot 1876 \cdot 180}{82000 \cdot 0,5 \cdot 36 \cdot 3,14} = 123,8^\circ$$

Угол контрольной закрутки торсионного вала:

$$\varphi_K = (\varphi_{ст} + \varphi_{дин}) \cdot 1,05 = (33,5 + 46,24) \cdot 1,05 = 83,7^\circ$$

Расстояние от оси опорного катка до оси торсионного вала по вертикали:

– в статическом положении

$$z_{ст} = K + a - h_\Gamma - \frac{D_{ок}}{2} = 450 + 55 - 60 - \frac{600}{2} = 145 \text{ мм}$$

– в положении на буфере

$$z_б = z_{ст} - h_{дин} = 145 - 267 = -122 \text{ мм}$$

– в установочном положении, мм

$$z_{уст} = l_б \cdot \sin \beta_{уст} = 340 \cdot 0,855 = 290,7 \text{ мм}$$

Статический ход опорного катка, мм:

$$h_{ст} = z_{уст} - z_{ст} = 290,7 - 145 = 145,7 \text{ мм}$$

Удельная потенциальная энергия подвески:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{C_T \cdot \left( (\varphi_{ст} + \varphi_{дин}) \cdot \pi / 180 \right)^2 \cdot 10^3 \cdot n_{ок}}{(M - 2 \cdot (L_{оп} \cdot \gamma_\Gamma + n_{ок} \cdot m_{ок})) \cdot g} = \\ &= \frac{7207,6 \cdot ((33,5 + 46,24) \cdot 3,14 / 180)^2 \cdot 10^3 \cdot 6}{(14000 - 2 \cdot (3,6 \cdot 62 + 6 \cdot 55,4)) \cdot 9,81} = 662,5 \text{ мм} \end{aligned}$$

Период продольно-угловых колебаний корпуса:

$$T_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{K_\varphi} = \frac{2 \cdot 3,14}{4,54} = 1,38 \text{ с}$$

Частота вертикальных колебаний корпуса:



$$K_z = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot n_{\text{ок}} \cdot m_{\text{п}}}{(M - 2 \cdot (L_{\text{оп}} \cdot \gamma_{\text{г}} + n_{\text{ок}} \cdot m_{\text{ок}})) \cdot g}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 6 \cdot 55,2}{(14000 - 2 \cdot (3,6 \cdot 62 + 6 \cdot 55,4)) \cdot 9,81}} = 2,29 \text{ 1/с}$$

Период вертикальных колебаний корпуса:

$$T_z = \frac{2 \cdot \pi}{K_z} = \frac{2 \cdot 3,14}{2,29} = 2,75 \text{ с}$$

## 7.2 Контрольный пример расчета геометрических элементов и измерительных размеров торсионного вала

Исходные данные:

Торсион:  $d_{\text{т}} = 36 \text{ мм}$ ;  $L_{\text{т}} = 2000 \text{ мм}$ ;  $R = 86 \text{ мм}$ ;  $l_{\text{т1}} = 50 \text{ мм}$ ;  $z_1 = 43$ ;  $l_{\text{т2}} = 46 \text{ мм}$ ;  $z_2 = 45$ .

Параметры профиля шлицев:  $m = 1 \text{ мм}$ ;  $\gamma = 60^\circ$ ;  $r = 0,75 \text{ мм}$ .

Расчет параметров шлицев большой головки:

– диаметр делительной окружности:

$$D_{t2} = m \cdot z_2 = 1 \cdot 45 = 45 \text{ мм}$$

– диаметр вершин зубьев:

$$D_{12} = D_{t2} + 2 \cdot f_r \cdot m = 45 + 2 \cdot 0,6 \cdot 1 = 46,2 \text{ мм}$$

Теоретический диаметр впадин зубьев большой головки:

$$d_{02} = m \cdot z_2 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) - \frac{\sin(90^\circ/z_2)}{\text{tg}(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} \right) =$$

$$= 1 \cdot 45 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{45}\right) - \frac{\sin(90^\circ/45)}{\text{tg}(60^\circ/2 + 180^\circ/45)} \right) = 42,64 \text{ мм}$$

Диаметр большой головки по впадинам зубьев:

$$D_{22} = d_{02} + 2 \cdot r \cdot \left( \frac{1}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} - 1 \right) =$$

$$= 42,64 + 2 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{1}{\sin(60^\circ/2 + 180^\circ/45)} - 1 \right) = 43,83 \text{ мм}$$

Толщина зуба по хорде делительной окружности:

$$S_{g2} = m \cdot z_2 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) = 1 \cdot 45 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{45}\right) = 1,57 \text{ мм}$$

Диаметр измерительного ролика для измерения толщины зуба большой головки:

$$d_p \approx 1,7 \cdot m = 1,7 \cdot 1 = 1,7 \text{ мм}$$

Принимаем ближайшее большее значение согласно ГОСТ 2475-88:

$d_p = 1,732 \text{ мм}$ .

Размер по роликам шлицев большой головки для нечетного числа зубьев:

$$M_{B2} = \left( d_{02} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_2)} + d_p \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) =$$

$$= \left( 42,64 + \frac{1,732}{\sin(60^\circ/2 + 180^\circ/45)} + 1,732 \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{45}\right) = 47,45 \text{ мм}$$

Проверка условия замера по роликам:  $M_{B2} > D_{12}$ ,  $47,45 > 46,2$ , условие выполняется.

Расчет параметров шлицев малой головки:

– диаметр делительной окружности:

$$D_{t1} = m \cdot z_1 = 1 \cdot 43 = 43 \text{ мм}$$

– диаметр вершин зубьев:

$$D_{11} = D_{t1} + 2 \cdot f_r \cdot m = 43 + 2 \cdot 0,6 \cdot 1 = 44,2 \text{ мм}$$

Теоретический диаметр впадин зубьев малой головки:

$$d_{01} = m \cdot z_1 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) - \frac{\sin(90^\circ/z_1)}{\operatorname{tg}(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} \right) =$$

$$= 1 \cdot 43 \cdot \left( \cos\left(\frac{90^\circ}{43}\right) - \frac{\sin(90^\circ/43)}{\operatorname{tg}(60^\circ/2 + 180^\circ/43)} \right) = 40,66 \text{ мм}$$

Диаметр малой головки по впадинам зубьев:

$$D_{21} = d_{01} + 2 \cdot r \cdot \left( \frac{1}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} - 1 \right) =$$

$$= 40,66 + 2 \cdot 0,75 \cdot \left( \frac{1}{\sin(60^\circ/2 + 180^\circ/43)} - 1 \right) = 41,83 \text{ мм}$$

Толщина зуба по хорде делительной окружности:

$$S_{g1} = m \cdot z_1 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) = 1 \cdot 43 \cdot \sin\left(\frac{90^\circ}{43}\right) = 1,57 \text{ мм}$$

Размер по роликам шлицев малой головки для нечетного числа зубьев:

$$M_{B1} = \left( d_{01} + \frac{d_p}{\sin(\gamma/2 + 180^\circ/z_1)} + d_p \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) =$$

$$= \left( 40,66 + \frac{1,732}{\sin(60^\circ/2 + 180^\circ/43)} + 1,732 \right) \cdot \cos\left(\frac{90^\circ}{43}\right) = 45,44 \text{ мм}$$

Проверка условия замера по роликам:  $M_{B1} > D_{11}$ ,  $45,44 > 44,2$ , условие выполняется.

Для  $D_{11} = 44,2$  мм и  $D_{12} = 46,2$  мм принимаются центровые отверстия FM16 по ГОСТ 14034-74 (таблица 5); размеры фасок принимаются равными 3 мм.

## Библиографический список

- 1 Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов [и др.] – Ленинград : Машиностроение, 1972. – 558 с.
- 2 Армейские гусеничные машины. Часть вторая. Конструкция и расчет / А. С. Антонов [и др.] – Москва : Воениздат, 1974. – 436 с.
- 3 Теория и расчет нелинейных систем подрессоривания гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Тельминов – Москва : Машиностроение, 1976. – 207 с.
- 4 Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем / И. П. Наренков – Москва : Высшая школа, 1980. – 311 с.
- 5 Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников – Москва : Машиностроение, 1975. – 448 с.
- 6 Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения / К. В. Фролов – Москва : Машиностроение, 1975. – 448 с.
- 7 Методические указания к проведению практических занятий для студентов специальности 15.06. Тема «Конструирование и расчет системы подрессоривания гусеничной машины. Проектный расчет торсионной подвески и выбор параметров конструкции торсионного вала» / Л. Б. Чернов, А. К. Сухоруков – Курган : КМИ, 1989. – 56 с.
- 8 Методические указания по проведению практических занятий для студентов специальности 15.06. Тема «Конструирование и расчет системы подрессоривания гусеничной машины. Конструирование торсионного вала и разработка рабочего чертежа» / Л. Б. Чернов, А. К. Сухоруков – Курган : КМИ, 1991. – 47 с.
- 9 Методические указания к выполнению практических работ для студентов специальности 190110.65. Тема «Создание твердотельных моделей деталей транспортных машин в среде Unigraphics NX8» / А. С. Хомичев, С. В. Абдулов – Курган : КГУ, 2014. – 16 с.
- 10 КОМПАС-3D v17. Руководство пользователя / ООО «АСКОН-Системы проектирования». – Санкт-Петербург, 2017. – 2119 с.
- 11 Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей / В. С. Левицкий – Москва : Высшая школа, 1998. – 423 с.: ил.

Хомичев Алексей Сергеевич

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ  
СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ**

Методические указания  
к выполнению практических занятий  
по дисциплине «Проектирование транспортных средств  
специального назначения»  
для студентов специальности 23.05.02,  
направление подготовки «Транспортные средства специального назначения»

Редактор Л. П. Чукомина

---

Подписано 12.02.21	Формат 60x84 1/16	Бумага 80 г/м <sup>2</sup>
Печать цифровая	Усл. печ. л. 1,75	Уч.-изд. л. 1,75
Заказ № 17	Тираж 25	

---

Библиотечно-издательский центр КГУ.  
640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.  
Курганский государственный университет.