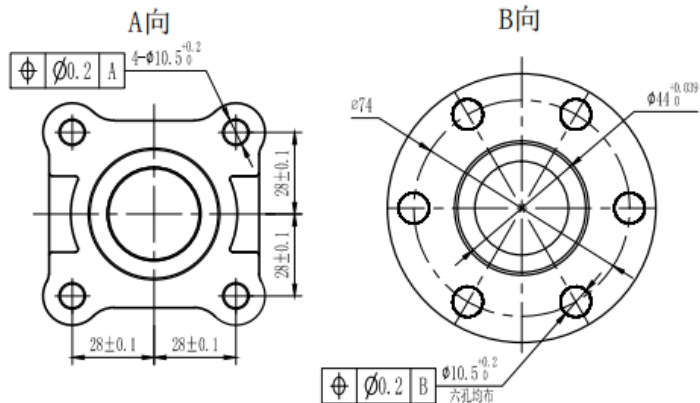




Технические требования на разработку задней карданной передачи с крестовинами для снегоболотоходов РМ 800Т и РМ 800 6х6



0800A-RM-H-070000



- 1、总成装配后，两处飞轮轴油嘴应在同一边，两耳轴相位角 $\leq 2^\circ$ ；
- 2、总成必须经过平衡试验，不平衡量 $\leq 200\text{g}\cdot\text{cm}$ ；两耳轴应焊校圆，每端不多于两片不允许重叠
- 3、焊接件须牢固、可靠，不得有虚焊、夹渣等缺陷；
- 4、万向节应转动灵活，万向节摆角不小于 15° ；
- 5、具体要求按QC/T79082-1992《汽车传动轴总成技术条件》执行；
- 7、外表应喷涂黑色油漆，两端安装进行油漆保护，喷漆后涂防锈油；花键部分涂防锈润滑油；
- 8、轴管工艺：图号、日期、贴合格证。

11	法兰	LZ-0701	1	45# G2/699		焊接法兰盘
10	万向节叉		2	45# G2/699		借用CF焊接叉III
9	轴管		1	440QZ YB/T5209		Φ38X2, 5X78, 5
8	花键轴		1	40Cr G2/3077		使用前花键轴 27120-5050-2
7	防尘胶套		1	NBR		波纹管 (< Φ50)
6	尼龙扎带		2			5X250mm
5	黄油嘴		1			M6 直油嘴
4	滑动叉		1	40Cr G2/3077		UTV1000-3滑动叉
3	孔用弹性挡圈		8	65Mn G2/7711		Φ25X1.2
2	万向节十字轴		2			Φ25X64 (带加油嘴)
1	凸缘叉	LZ-0101	1	45# G2/699		凸缘叉LZ-0101
序号	名 称	图 号	数量	材 料	重量	备 注
标记	处数	更改内容	签名	日期		
设计		标准化			阶段标记	重量(kg)
校对						比例
审核						1:2
工艺		批准			版本号:	A01
						图号
						0800A-RM-H-070000

Определение максимального крутящего момента по двигателю

Максимальный крутящий момент на карданном валу по двигателю определяется с помощью формулы:

$$M_{кр} := M_e \cdot i_v \cdot i_{кпп}$$

$$M_e := 70,8 \text{ Н м}$$

максимальный крутящий момент двигателя

$$i_v := 3,1$$

передаточное отношение вариатора

$$i_{кпп} := 5,842$$

передаточное отношение коробки передач

$$M_{кр} = 1282,2022 \text{ Н м}$$

Расчет производится в соответствии с максимальным передаточным отношением КПП от РМ 800 6х6 с целью унификации и использования карданных передач одинаковой конструкции для РМ 800Т и РМ 800 6х6.

Определение максимального крутящего момента, реализуемого на колесах по сцеплению

Расчет максимального крутящего момента реализуемого на колесах по сцеплению выполняется по формуле:

$$M_{max} := G \cdot g_s \cdot \varphi \cdot r$$

$r := 0,33$ м радиус колеса

$G := 1155 \cdot \frac{4}{6}$ кг масса приходящаяся на задние колеса

$\varphi := 0,9$ коэффициент сцепления

$$M_{max} = 2242,6828 \text{ Н м}$$

Максимальный крутящий момент, передаваемый карданным валом по условию сцепления колес вычисляется по формуле:

$$M_{кр} := \frac{M_{max}}{i_{гп}}$$

$i_{гп} := 3,67$ передаточное отношение главной передачи

$$M_{кр} = 611,0852 \text{ Н м}$$

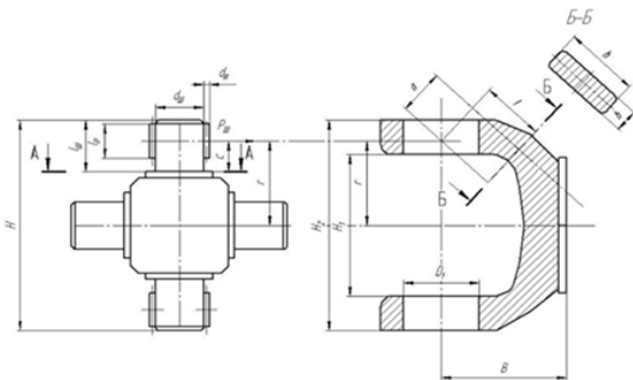
Расчет производится в соответствии с массой и колесной формулой от РМ 800 6х6 с целью унификации и использования карданных передач одинаковой конструкции для РМ 800Т и РМ 800 6х6, т.к. реализуемый момент на колесах по сцеплению прямо пропорционален массе машины.

В дальнейших расчетах используется крутящий момент карданного вала, полученный по сцеплению колес. При передаче карданным валом крутящего момента выше 611 Нм происходит пробуксовка колес, в следствии этого коэффициент сцепления стремится к нулю, крутящий момент падает [4].

Использование максимального крутящего момента по двигателю конструктивно и экономически нецелесообразно.

Расчет крестовины и игольчатого подшипника карданной передачи

Произведен расчет крестовины в соответствии с крутящим моментом РМ 800 6х6. В целях унификации предлагается использование карданных передач одинаковой конструкции для РМ 800Т и для РМ 800 6х6. Проверена крестовина, которая использовалась ранее на РМ 800 DUO, запас прочности обеспечивается



Размеры крестовины определяют размеры всего карданного шарнира. Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин максимального расчетного крутящего момента на карданном валу, определенного по двигателю или по сцеплению.

Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по двигателю, определяют по эмпирической формуле:

$$H := 1,57 \cdot \sqrt[3]{M_e}$$

где H – высота крестовины карданного шарнира по шипам, см.

$$M_e := 71 \text{ Н м} \quad \text{Максимальный крутящий момент двигателя}$$

$$H = 6,5011 \text{ см}$$

Параметры крестовины РМ 800 DUO:

$$l_m := 25 \text{ мм}$$

$$H := 60 \text{ мм}$$

$$d_m := 19 \text{ мм}$$

$$H_1 := 45 \text{ мм}$$

$$B := 50 \text{ мм}$$

$$D := 28 \text{ мм}$$

$$M_k := 611 \text{ Н м} \quad \text{Максимальный крутящий момент на карданном валу, передаваемый по сцеплению колес}$$

Шипы крестовины карданного шарнира рассчитывают по напряжениям изгиба и среза. Напряжение изгиба шипа σ_i , Па, в опасном сечении А–А определяют по формуле [1]:

$$\sigma_i := \frac{Q_{max} \cdot l_m}{2 \cdot W_{ш}}$$

$$r := \frac{H + H_1}{4} = 0,0262 \text{ м} \quad \text{Плечо приложения максимальной нагрузки}$$

$$\gamma := 16^\circ \quad \text{Угол работы карданной передачи на РМ 800Т}$$

$$Q_{max} := \frac{M_k}{2 \cdot r \cdot \cos(\gamma)} = 12107,1039 \text{ Н} \quad \text{Максимальная нагрузка}$$

$$W_{ш} := \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{32} = 6,7338 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 \quad \text{Момент сопротивления сечения шипа изгибу}$$

$$\sigma_i = 224,7448 \text{ МПа} \quad \text{Напряжение изгиба}$$

$$\sigma_{доп} := 300 \text{ МПа} \quad \text{Допускаемое напряжение изгиба}$$

$$k_\sigma := \frac{\sigma_{доп}}{\sigma_i} = 1,3348 \quad \text{Коэффициент запаса прочности}$$

Условия прочности выполняются.

$$k_\sigma = 1,3348$$

Напряжение среза шипа крестовины определяют по формуле [1]: $\tau := \frac{4 \cdot Q_{max}}{\pi \cdot d_{ш}^2}$

$$\tau = 42,7015 \text{ МПа} \quad \text{Напряжение среза шипа}$$

$$\tau_{доп} := 80 \text{ МПа} \quad \text{Допускаемое напряжение среза}$$

$$k_\tau := \frac{\tau_{доп}}{\tau} = 1,8735 \quad \text{Коэффициент запаса прочности}$$

Условия прочности выполняются. $k_\tau = 1,8735$

Подбор игольчатого подшипника

На шип крестовины карданного шарнира действует сила $1234 \cdot \text{кгс}$.

Для выбора подшипника требуется выбрать игольчатый подшипник со статической грузоподъемностью больше данной силы с запасом.

Например, ГОСТовский (ГОСТ 4060 – 78) подшипник 202818 с размерам:

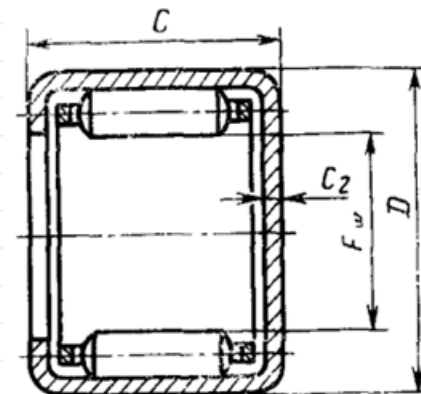
$$F_w := 20$$

$$D := 28$$

$$C := 18$$

статическая грузоподъемность 2430 кгс

Или подшипник 152324 со стат.грузоподъемностью 2420 кгс



ГОСТ 4060–78 С. 23

Продолжение табл. 7

Условное обозначение подшипников конструктивных разновидностей НК, СК, ВК, НД	F_w	D	C	$C_{\text{стат}}$	$C_{\text{стат}}$	Масса, г ≈				Размерная серия
						Конструктивная разновидность				
						НК	НД	СК	ВК	
152316	15	23	16	2,8	1,3	—	—	—	—	42D
152318	15	23	18	2,8	1,3	—	—	—	—	52D
152320	15	23	20	2,8	1,3	—	—	—	—	62D
152324	15	23	24	2,8	1,3	—	—	—	—	72D
162412	16	24	12	2,8	1,3	—	—	—	—	22D
162414	16	24	14	2,8	1,3	—	—	—	—	32D
202812	20	28	12	2,8	1,3	—	—	—	—	22D
202814	20	28	14	2,8	1,3	—	—	—	—	32D
202816	20	28	16	2,8	1,3	—	—	—	—	42D
202818	20	28	18	2,8	1,3	—	—	—	—	52D

Условное обозначение подшипников конструктивных разновидностей НК, СК, ВК, НД	Грузоподъемность, Н, не менее			
	С		С _{ст}	
	Конструктивная разновидность			
	НК, НД	СК, ВК	НК, НД	СК, ВК
152318	19440	16200	21810	18200
152320	21600	18000	24240	20200
152324	25920	21600	29040	24200
162412	13840	11530	15600	13000
202814	22620	18850	22680	18900
202816	23160	19300	25920	21600
202818	25920	21600	29160	24300
202820	27120	22600	30360	25300

Расчет вилки карданной передачи

Под действием нагрузки вилка изгибается и скручивается (сечение Б-Б) действует условие прочности [1]:

$$\sigma_{доп} := 80 \text{ МПа}$$

$$\tau_{доп} := 160 \text{ МПа}$$

$$b := 14 \text{ мм} \quad \text{ширина опасного сечения}$$

$$h := 37 \text{ мм} \quad \text{длина опасного сечения}$$

$$Q_{max} := 12107,1039 \text{ Н} \quad \text{максимальная нагрузка}$$

$$W_{из} := \frac{b \cdot h^2}{6} = 3194,3333 \text{ мм}^3 \quad \text{момент сопротивления изгибу}$$

$$k := 0,26 \quad \text{коэффициент, зависит от } h \text{ и } b$$

$$W_k := k \cdot h \cdot b^2 = 1885,52 \text{ мм}^3 \quad \text{момент сопротивления кручению}$$

$$l := 20 \text{ мм}$$

$$a := 14 \text{ мм}$$

$$\sigma_{из} := \frac{Q_{max} \cdot l}{W_{из}} = 75,8036 \text{ МПа} \quad \text{напряжение изгиба}$$

$$\tau_{кр} := \frac{Q_{max} \cdot a}{W_k} = 89,8953 \text{ МПа} \quad \text{напряжение кручения}$$

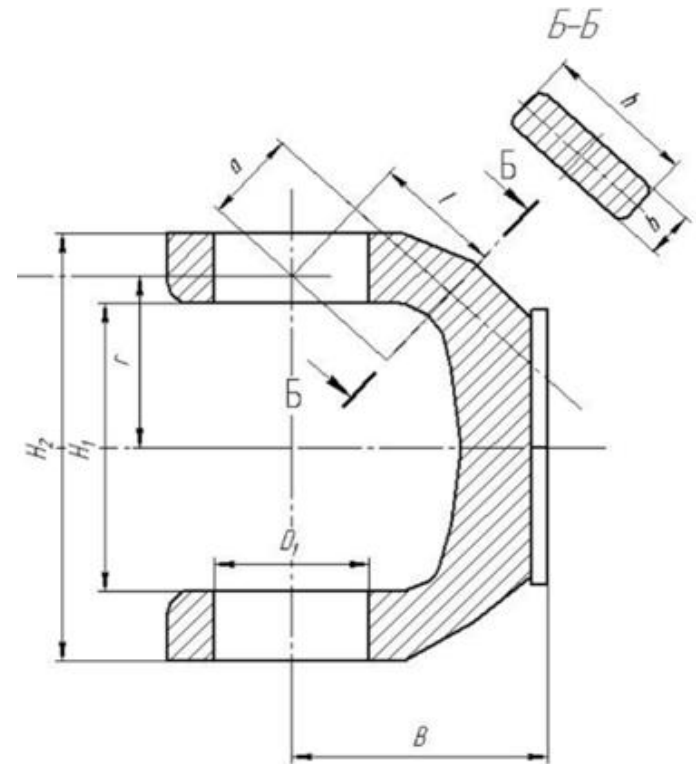
$$k_{\sigma} := \frac{\sigma_{доп}}{\sigma_{из}} = 1,0554 \quad \text{коэффициент запаса прочности}$$

$$k_{\tau} := \frac{\tau_{доп}}{\tau_{кр}} = 1,7798 \quad \text{коэффициент запаса прочности}$$

Возникающие напряжения не превышают допустимых. Условие прочности выполняется.

$$k_{\sigma} = 1,0554$$

$$k_{\tau} = 1,7798$$



Результаты показали, что вилки, используемые в конструкции карданной передачи, производимой в Китае **соответствуют требованиям** трансмиссии для РМ 800 6х6.

Расчет вала карданной передачи.

Максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля, рассчитывают по формуле:

$$n_{\max} := \frac{n_N \cdot k}{i_B}$$

$$n_N := 8500 \text{ мин}^{-1} \quad \text{Обороты двигателя на максимальной скорости 108 км/ч}$$

$$i_B := 2,4 \quad \text{Передаточное число на повышенной передаче}$$

$$k := 1 \quad \text{Поправочный коэффициент}$$

$$n_{\max} := \frac{n_N \cdot k}{i_B} = 3541,6667 \text{ мин}^{-1} \quad \text{Максимальные обороты карданного вала}$$

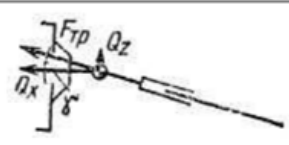
$$M_K := 611 \text{ Н м} \quad \text{Крутящий момент на карданном валу}$$

$$D := 0,042 \text{ м} \quad \text{Внешний диаметр вала}$$

$$d := 0,036 \text{ м} \quad \text{Внутренний диаметр вала}$$

$$L_K := 0,235 \text{ м} \quad \text{Длина вала}$$

$$n_{\text{кр}} := 1,185 \cdot 10^5 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_K} = 1,187 \cdot 10^5 \text{ мин}^{-1} \quad \text{Допускаемые максимальные обороты вала [1]}$$

Схема передач	Расчетные формулы
	$Q_z = 0$ $Q_x = F_{\text{тр}} \cdot \cos \gamma$

$$r_{\text{ср}} := 0,011 \text{ м} \quad \text{Средний радиус шлицов}$$

$$\mu := 0,15 \quad \text{Коэффициент трения в шлицевом соединении}$$

$$F_{\text{тр}} := \frac{\mu \cdot M_K}{r_{\text{ср}}} = 8331,8182 \text{ Н} \quad \text{Сила трения, возникающая в шлицевом соединении [1]}$$

$$\gamma := 16^\circ \quad \text{Угол работы карданной передачи}$$

$$Q_x := F_{\text{тр}} \cdot \cos(\gamma) = 8009,0577 \text{ Н} \quad \text{Сила, действующая на задний конец вала [1]}$$

$$\tau_K := \frac{16 \cdot M_K \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} = 91,2627 \text{ МПа} \quad \text{Напряжение на скручивание [1]}$$

$$\tau_{\text{доп}} := 300 \text{ МПа}$$

$$k_\tau := \frac{\tau_{\text{доп}}}{\tau_K} = 3,2872$$

По результатам расчета максимальные обороты карданной передачи **не превышают** допускаемых.

Напряжение на скручивание **не превышает** предельно допустимое (300МПа).

Конструкция карданного вала, произведенного в Китае, **соответствует требованиям** для РМ 800 6х6.

Требования к карданной передаче с крестовинами

Суммарная наработка на отказ:

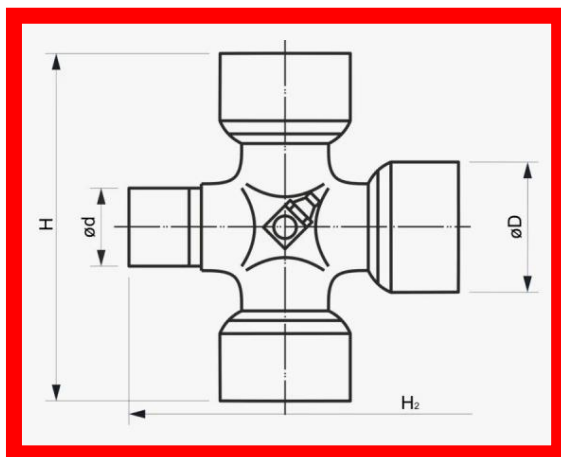
1. Карданная передача должна обеспечивать ресурс **не менее 400 часов** (пробег 4000 км) при вращении 330 об/мин (скорость 10 км/ч) и при нагрузке $M_{кр} = 620 \text{ Нм}$
(режим движения: пониженная передача)
2. Карданная передача должна обеспечивать ресурс **не менее 125 часов** (пробег 5000 км) при вращении 1200 об/мин (скорость 40 км/ч) и при нагрузке $M_{кр} = 350 \text{ Нм}$
(режим движения: средняя скорость)
3. Карданная передача должна обеспечивать ресурс **не менее 50 часов** (пробег 5000 км) при вращении 3540 об/мин (скорость 108 км/ч) и при нагрузке $M_{кр} = 100 \text{ Нм}$
(режим движения: максимальная скорость)

Условия проведения испытаний:

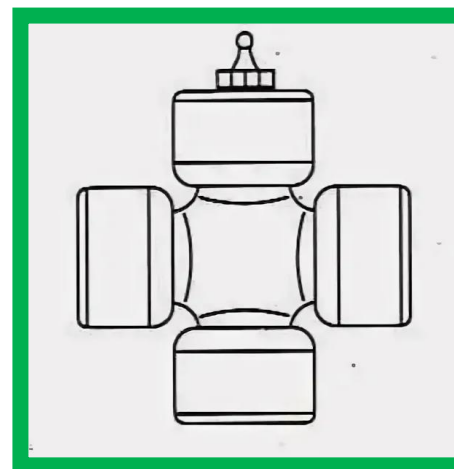
1. **Угол работы карданной передачи 16°**
(согласно максимальному углу работы карданной передачи на снегоболотоходе РМ 800Т)
2. Рабочий диапазон температур окружающей среды **-20°C...50°C**
(согласно требованиям 500000010ТЗ)
3. Статическая грузоподъемность игольчатого подшипника должна быть **не менее $C_0=25000 \text{ Н}$**
4. Резонансная частота собственных колебаний вала должна быть выше **870 об/мин**
5. Обслуживание крестовины (замена смазки)
6. В соответствии с **ГОСТ 33669-2015**

Конструкция карданной передачи:

1. **Разборный карданный шарнир**, фиксация крестовины в вилках с помощью стопорных колец.
2. Размеры и масса крестовины карданного шарнира: **$H \geq 60 \text{ мм}$; $d \geq 19 \text{ мм}$; $m \leq 0,25 \text{ кг}$** .
3. **Карданный вал с шлицевым соединением** и защитным чехлом.
(состоящий из двух частей, шлицевого вала и скользящего вала).
4. **Расположение штуцера для смазки крестовины на шипе.**
Данное требование обусловлено упрощением технического обслуживания снегоболотоходов. В первом случае для смазки крестовины требуется демонтировать карданный вал, во втором случае крестовины смазываются без демонтажа вала.
5. **Конструкция должна исключать попадание абразива** в зону трения подшипников на весь период между плановыми ТО = 1000 км (или 25 часов при вращении 1200 об/мин и при нагрузке $M_{кр}=350 \text{ Нм}$)



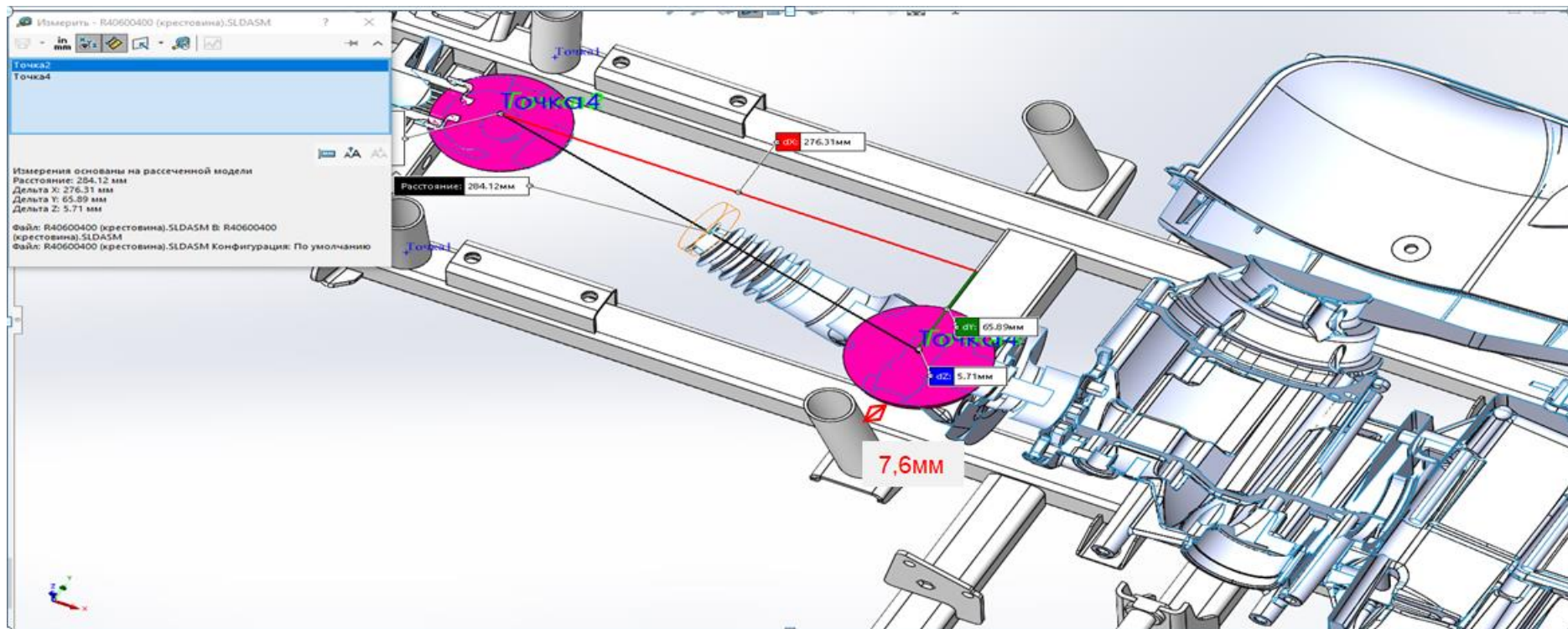
X



V



Пространственные ограничения компоновки



зазор между расчетной крестовиной и трубой R40102006 = 7,6мм

Список литературы

1. **Исайчев, В.Т.** Проектирование и расчет агрегатов и систем автотранспортных средств (трансмиссия) : методические указания / В.Т. Исайчев ; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург : ОГУ, 2013. – 93 с.
2. **ГОСТ 15.309-98.** Система разработки и постановки продукции на производство. Испытания и приемка выпускаемой продукции. Основные положения. – Введ. 2000-01-01. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации ; М. : Стандартиформ, 2008. – 10 с.
3. **ГОСТ 33669-2015.** Автомобильные транспортные средства. Передатки карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия. – Введ. 2017-04-01. – М. : Стандартиформ, 2016. – 15 с.
4. **Прядкин В.И., Гудков В.В., Сокол П.А.** Анализ подходов по исследованию явления циркуляции мощности в трансмиссии полноприводного автомобиля // Лесотехнический журнал. 2019. №3 (35).