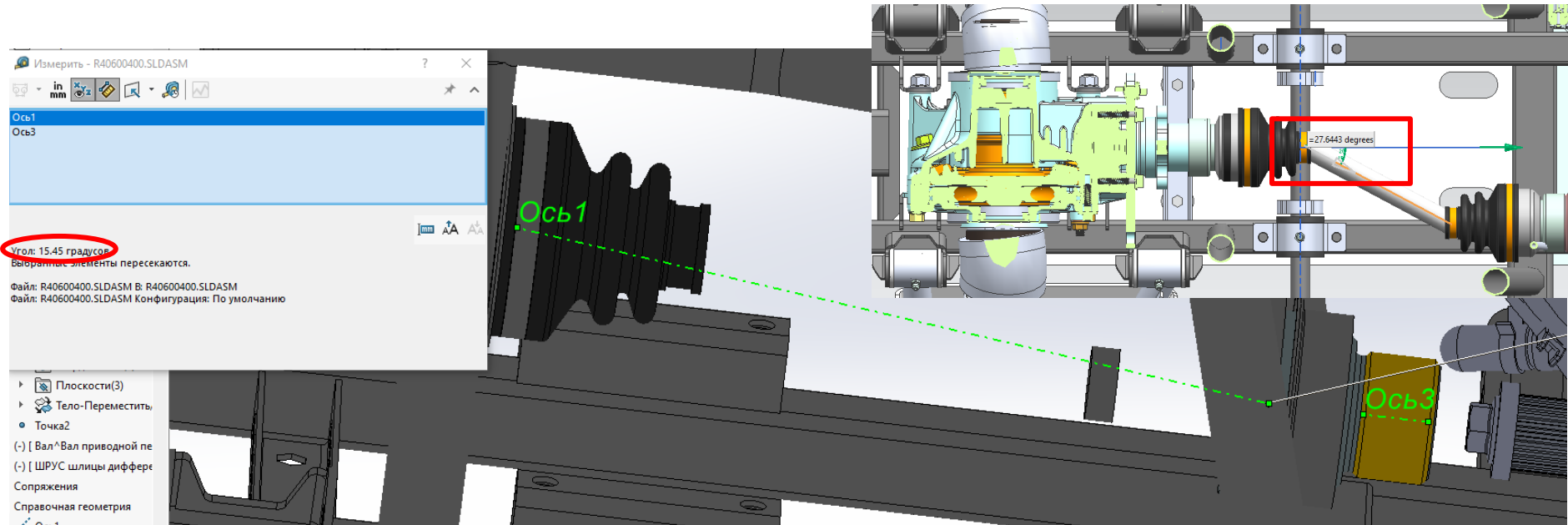


ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ

**ПО ПРОБЛЕМЕ ВЫХОДУ ИЗ СТРОЯ (ПЕРЕГРЕВА) ШРУСа
0500A-RM-H-061000 ВАЛ КАРДАНЫЙ ЗАДНИЙ RM800T**

1. The maximum swing angle of the fixed-end ball cage universal joint is 46° . The maximum swing torque of the fixed end: 12N.m. The swing is flexible without jamming.
2. The minimum static torsional strength is 1530N.m.
3. Axial clearance: Under $\pm 100\text{N}$ axial force of the drive shaft, the axial clearance of the fixed end $\leq 0.65\text{mm}$.
4. Circumferential clearance: Under $\pm 10\text{N.m}$ torque in the rotational direction of the drive shaft, the circular rotation angle clearance $\leq 1.5^{\circ}$.
5. Pull-off force requirement: Under the 2000N axial tensile force, the intermediate shaft is not allowed to come out of the universal joint.
6. Service life: 10000 kilometers or not losing efficacy within 1 year of use.
7. During assembly, inject an appropriate amount of Molybdenum disulfide lithium grease into the dust cover of the fixed-end ball cage universal joint, and inject an appropriate amount of Aerospace Lithium Grease into the dust cover of the mobile-end ball cage universal joint.
8. For the dust cover of the ball cage universal joint that can move axially, when assembled and locked with the clamp, it should ensure the same internal and external air pressure.
9. The appearance of the assembly is neat. The bearing stop and oil seal stop surfaces are anti-rust treated. Use a matching film bag of appropriate length for sealing packaging.
10. Mark the middle of the exposed part of the intermediate shaft (in bold 12-size font), including contents: User drawing number + production date.
11. Parts 1 and 3 can be sent separately and do not need to be assembled.

1. Максимальный угол поворота универсального шарнира с шаровой опорой с неподвижным концом составляет 46° . Максимальный крутящий момент поворота неподвижного конца: 12 Н.м. Поворот гибкий, без заклинивания.
2. Минимальная статическая прочность на кручение составляет 1530 Н.м.
3. Осевой зазор: При осевом усилии приводного вала $\pm 100\text{ Н}$ осевой зазор неподвижного конца составляет 0,65 мм.
4. Зазор по окружности: При крутящем моменте $\pm 10\text{ Нм}$ в направлении вращения приводного вала зазор по углу поворота по окружности составляет $< 1.5^{\circ}$.
5. Требуемое усилие отрыва: При осевом растягивающем усилии 2000 Н промежуточный вал не должен выходить из универсального шарнира.
6. Срок службы: 10000 километров или без потери эффективности в течение 1 года использования.
7. Во время сборки впрысните соответствующее количество литиевой смазки на основе дисульфида молибдена в пылезащитный чехол универсального шарнира с шаровой опорой неподвижного конца и впрысните соответствующее количество аэрокосмической литиевой смазки в пылезащитный чехол универсального шарнира с шаровой опорой подвижного конца.
8. Что касается пылезащитной крышки универсального шарнира шаровой опоры, которая может перемещаться в осевом направлении, то при сборке и фиксации зажимом она должна обеспечивать одинаковое внутреннее и внешнее давление воздуха.
9. Внешний вид узла аккуратный. Поверхности упора подшипника и сальника обработаны антикоррозийным средством. Для герметизации упаковки используйте пакет из пленки соответствующей длины.
10. Отметьте середину открытой части промежуточного вала (жирным шрифтом 12-го размера), включая содержание: Номер чертежа пользователя + дата изготовления.
11. Детали 1 и 3 могут быть отправлены отдельно и не нуждаются в сборке.



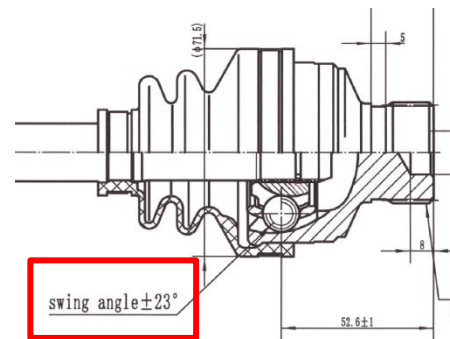
Рабочий угол* ШРУСа 0500A-RM-H-061000 Вал карданный задний RM800T

* по электронной модели

По чертежу угол качения $\pm 23^\circ$.

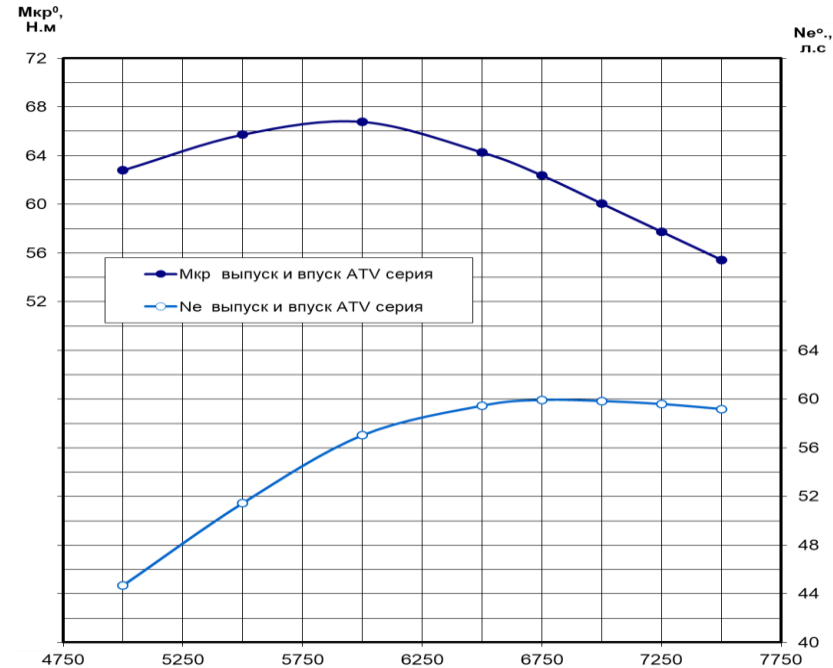
В 3Д модели угол $27,6^\circ$.

По факту $15,45^\circ$.



Номинальные параметры

ODES 800cc				
Максимальный крутящий момент двигателя, Нм	71			
Передаточное отношение вариатора	0.71-3.1			
Передаточное отношение L	2,150	20	43	5,292
Передаточное отношение H	1,172	29	34	2,886
Передаточное отношение R	2,067	15	31	5,087
Угловая передача	2,462	13	32	
Максимальный крутящий момент на входе в ГП, Нм	1 165			
Передаточное отношение ГП	3,667	9	33	

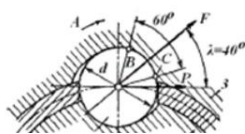


Передаточное отношение вариатора	0.71-3.1
Передаточное отношение КПП	
Передаточное отношение L	5.292
Передаточное отношение H	2.886
Передаточное отношение R	5.087

Максимальный крутящий момент, передаваемый задним приводным валом

$$T_{\max} = T_{\text{дв}} \times i_{\text{вар}} \times i_{\text{кпп}} = 67 \times 3.1 \times 5.292 = 1099.2 \text{ Нм}$$

$T_{\text{д, max}} := 71 \text{ Нм}$ максимальный момент двигателя ODES 800
 $\omega_{\text{д, max}} := 7200 \text{ rpm}$ максимальный обороты двигателя ODES 800
 $i_{\text{в, max}} := 3,1$ максимальное передаточное отношение вариатора ODES 800
 $i_{\text{к, max}} := 5,292$ максимальное передаточное отношение коробки ODES 800
 $i_{\text{уг}} := 3,7$ передаточное отношение угловой передачи
 $K_{\text{д, ном}} := [2, 5 \dots 3, 0]$ коэффициент динамичности для полноприводных машин
 $i := i_{\text{в, max}} \cdot i_{\text{к, max}} = 16,41$ суммарное передаточное отношение вариатора и КПП
 $r_{\text{к}} := 330 \text{ мм}$ радиус колеса PM800T
 $m := 720 \text{ кг}$ полная масса PM800T



$R := 20 \text{ мм}$ радиус расположения шариков
 $d_{\text{ш}} := 12,5 \text{ мм}$ диаметр шарика
 $n := 6$ число шариков

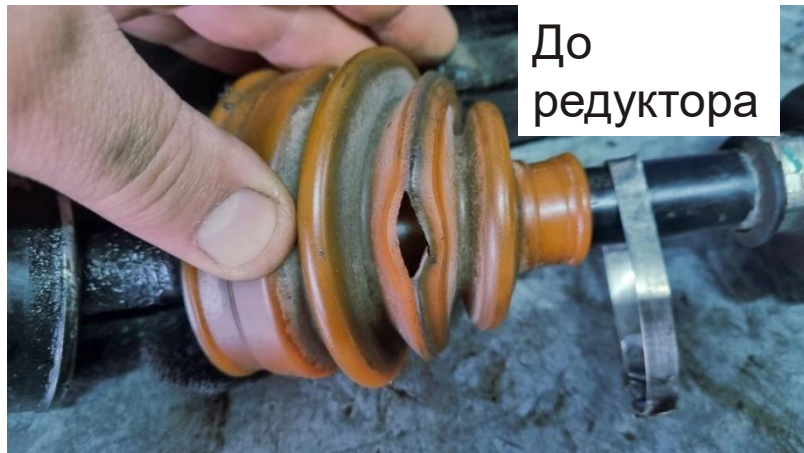
угол между окружным усилием R и нормальным усилием F между контактами шарика и канавками обеих обшивки N (F)
 $\lambda := 40^\circ$

□ — Расчет по двигателю

$$\omega_{\text{крд, д}} := \frac{\omega_{\text{д, max}}}{i} = 438,89 \text{ rpm} \quad \text{обороты карданной передачи после двигателя}$$

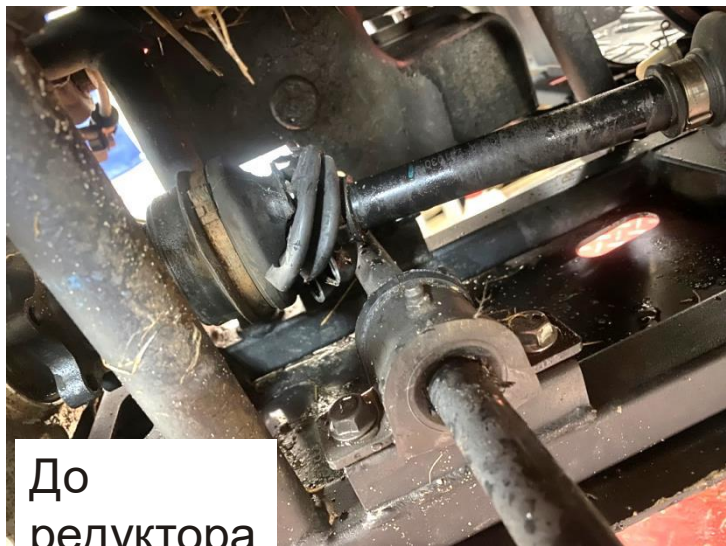
$$T_{\text{крд, д}} := T_{\text{д, max}} \cdot i = 1164,77 \text{ Нм} \quad \text{момент на карданной передаче после двигателя}$$

До
редуктора



До
редуктора





До
редуктора



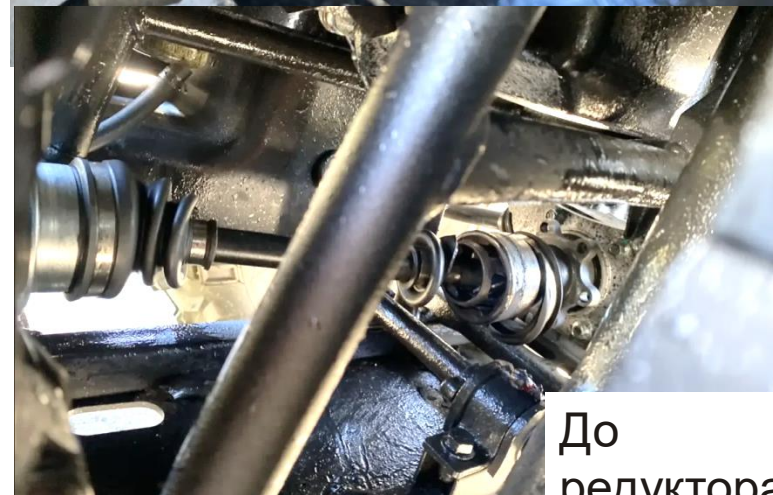
После
редуктора



До
редуктора



До
редуктора



До
редуктора

На фотографиях видно, что разрушение приводных валов происходит как в основном перед редуктором (внутренний вал) , так и за ним (наружный вал).

Обороты внутреннего вала в 3,667 раза больше чем наружных (на величину передаточного отношения редуктора), а крутящий момент в 1,83 раза меньше ($3,667/2$).

Из выше приведенного расчета следует, что момент на выходном валу раздаточной коробки 800 Н*м.

На валах привода переднего и заднего редукторов крутящий момент 250 и 550 Н*м соответственно (min static torsional strength is 1530 Н*м).

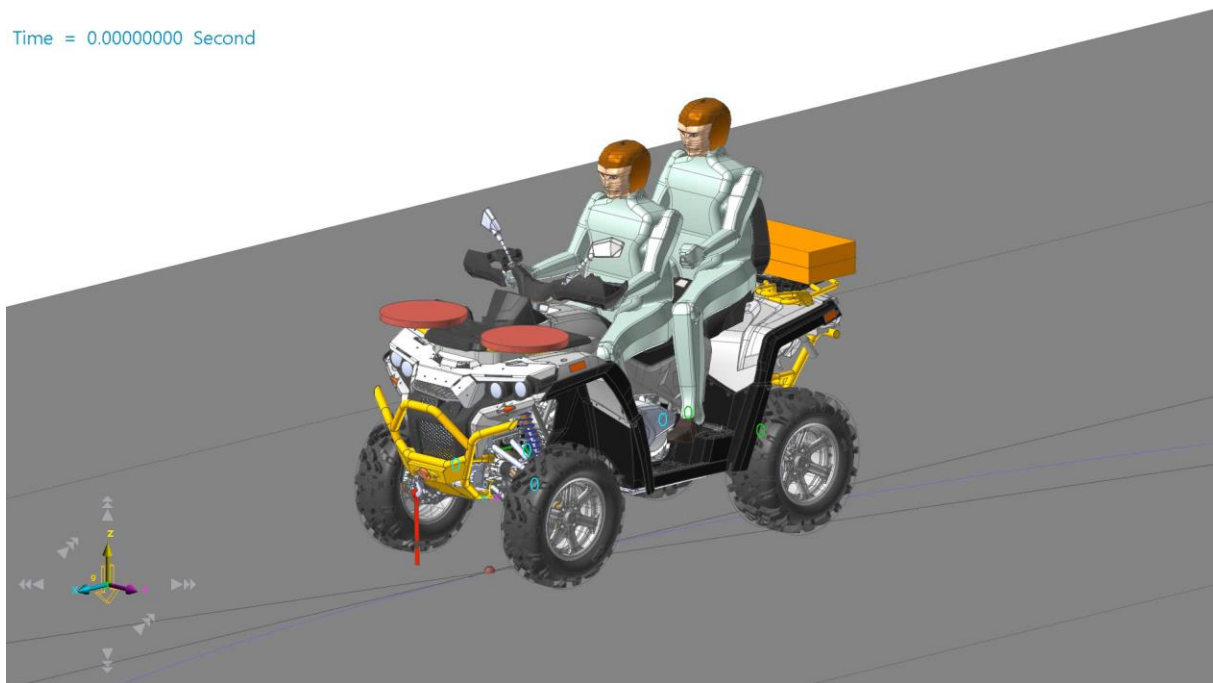
На наружных валах привода колес крутящий момент составляет 1000 Н*м на каждом (min static torsional strength is 2000 Н*м).



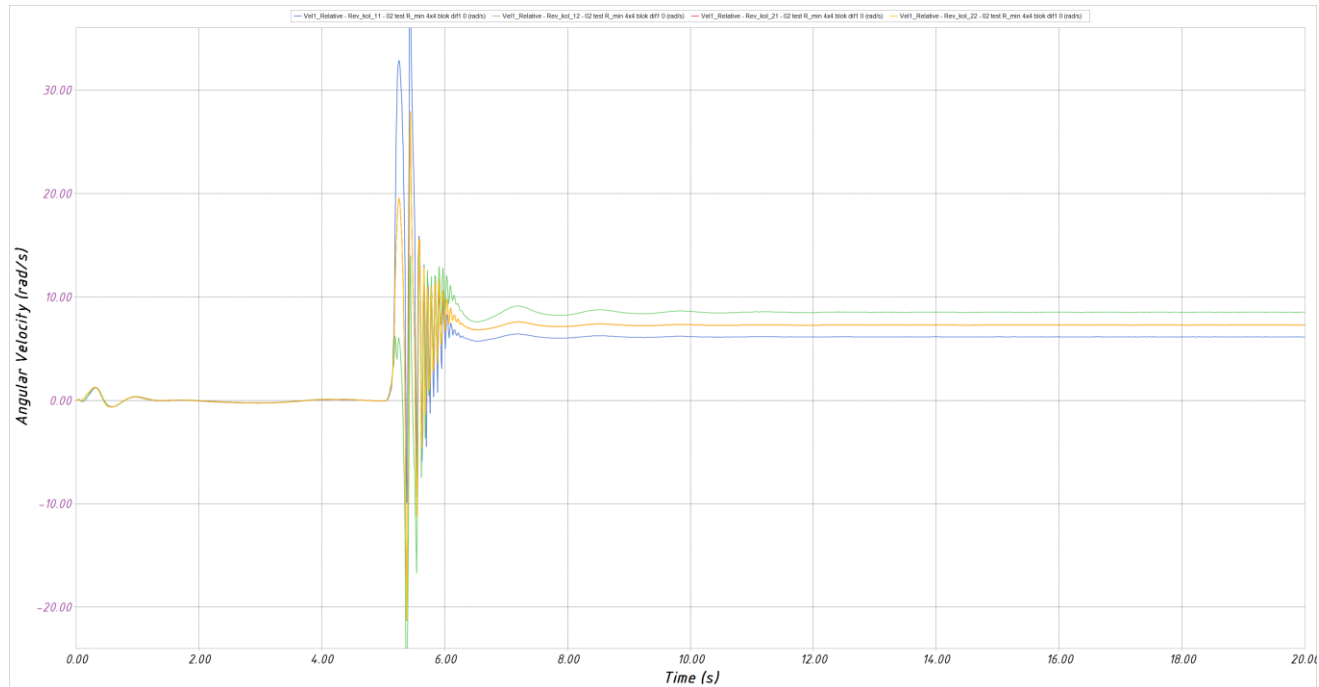
ЦИФРОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Передний мост подключен, передний дифференциал

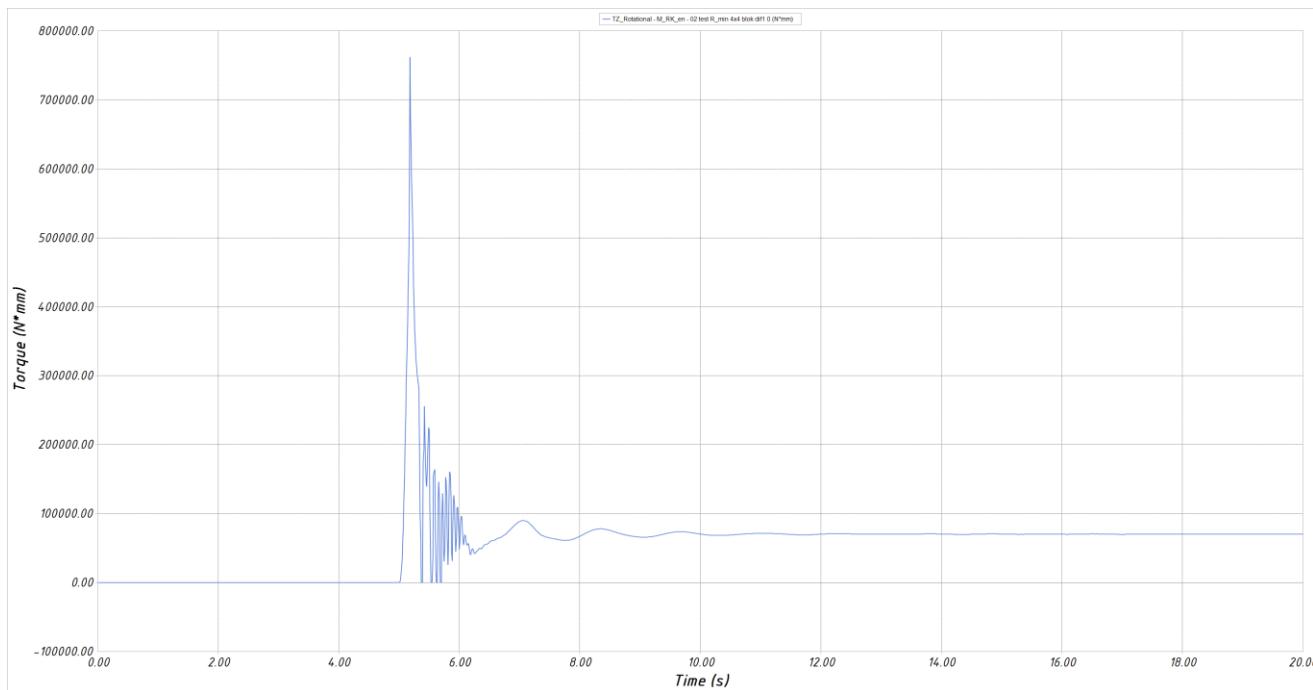
Time = 0.00000000 Second



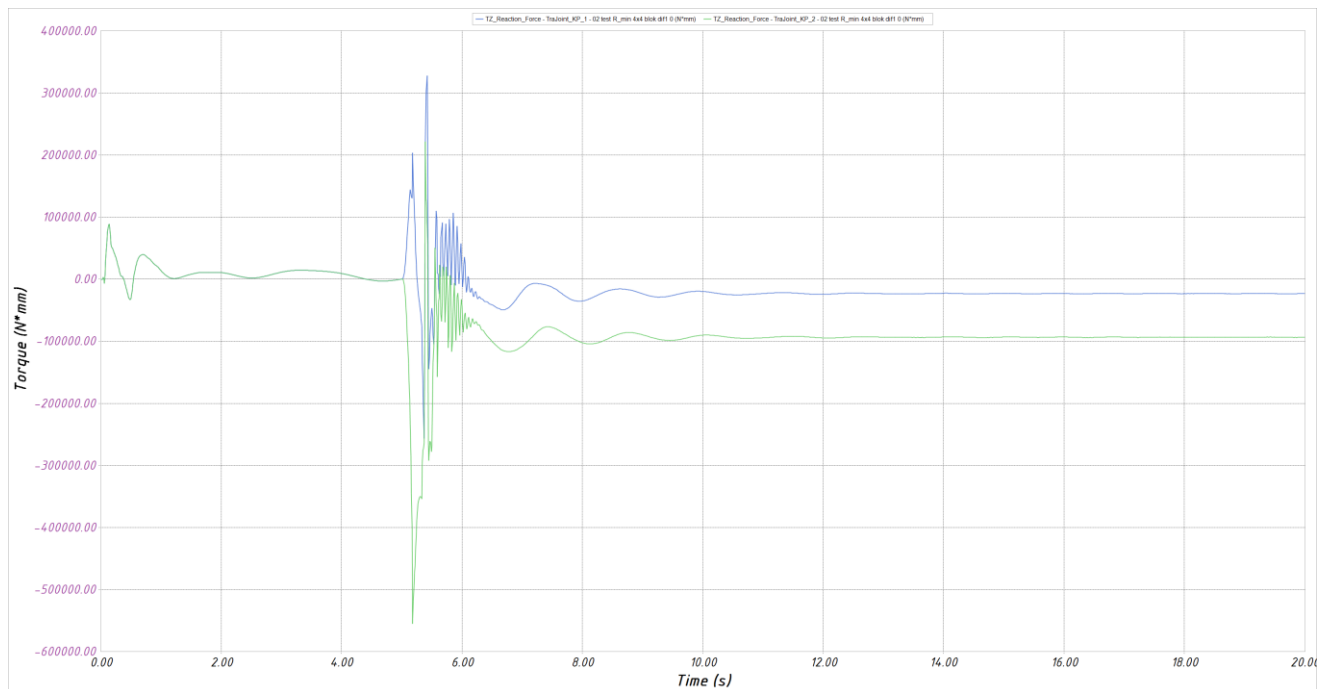
УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС



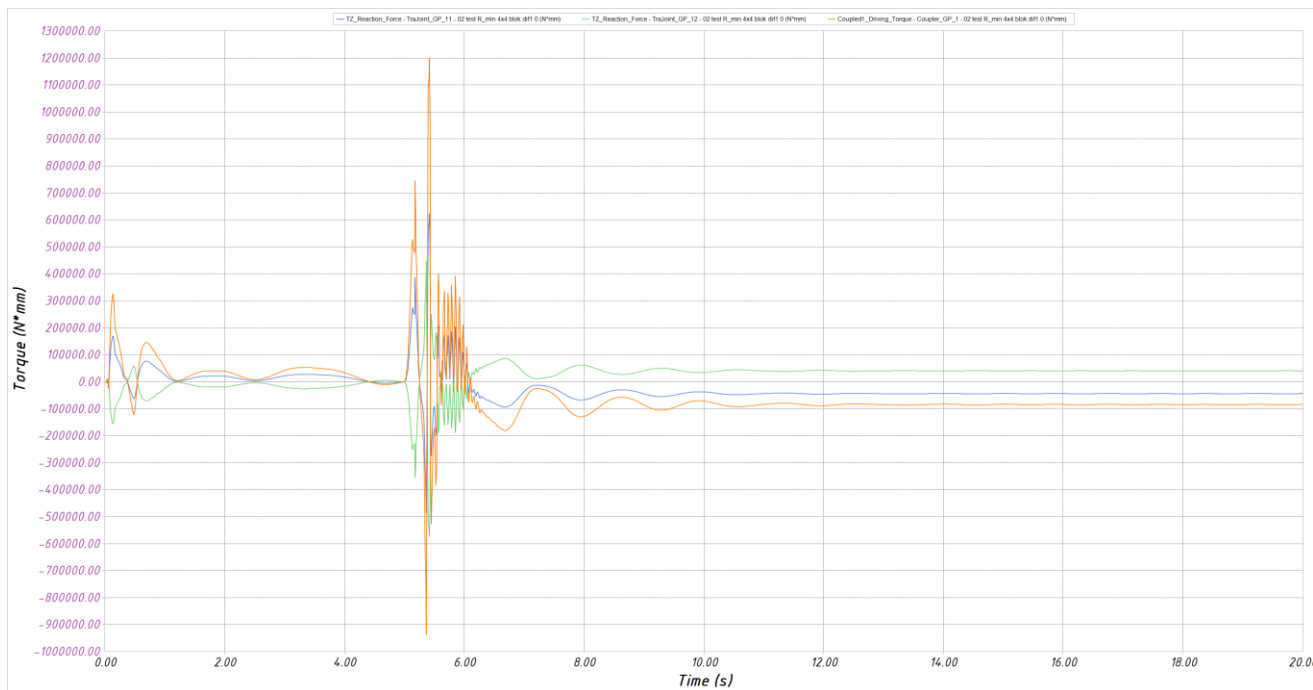
КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ РК, Н*ММ



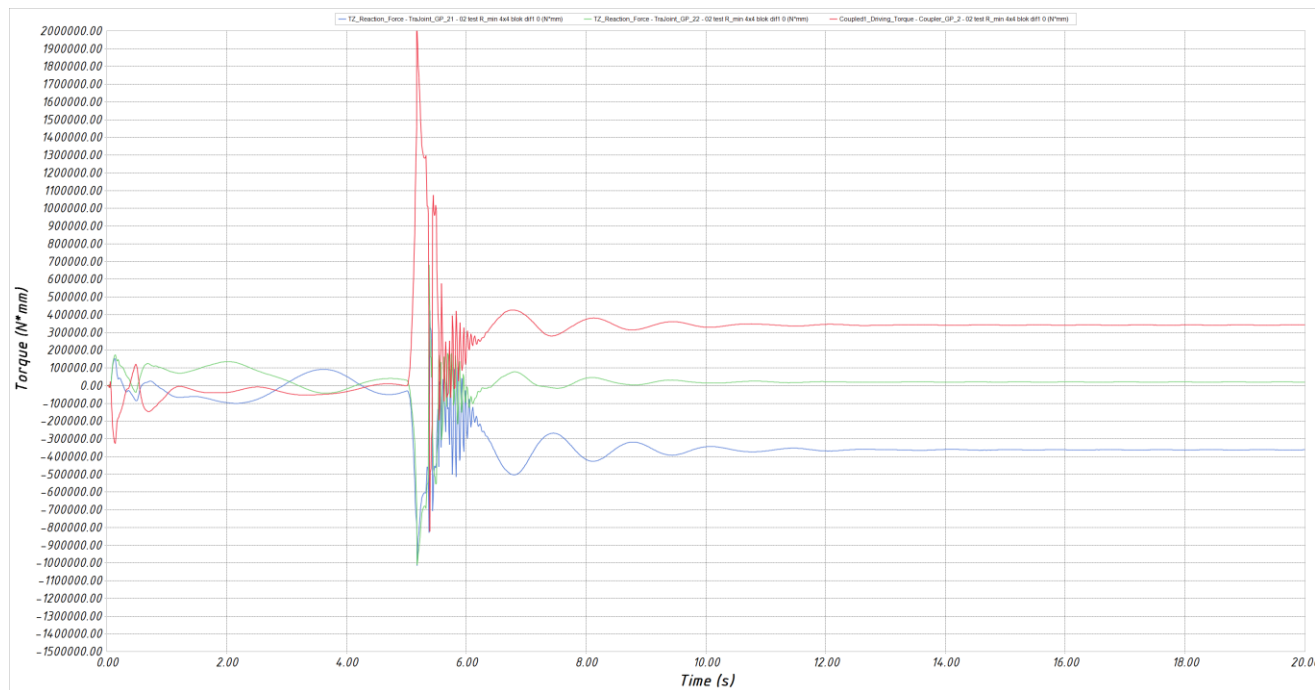
КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ НА ВАЛАХ ПРИВОДА ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ, Н*ММ



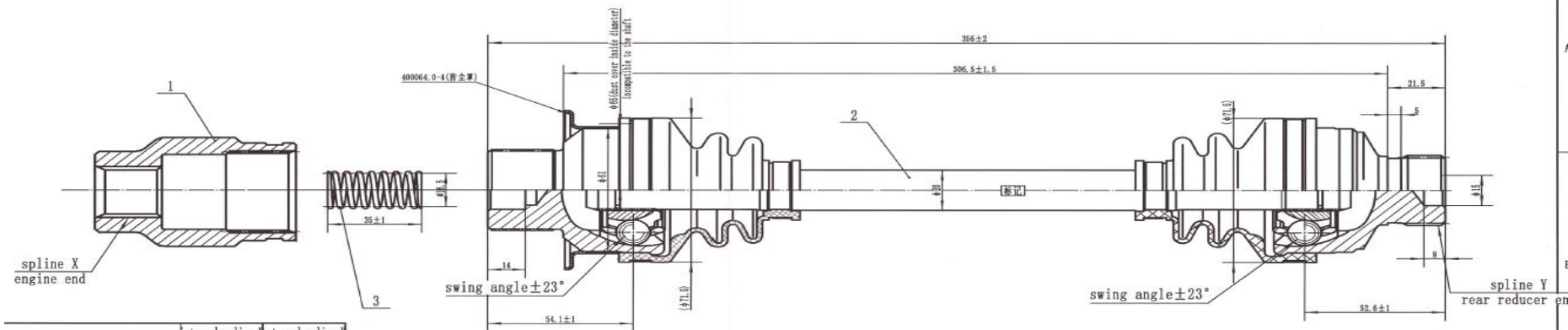
КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ НА ВАЛАХ ПРИВОДА ПЕРЕДНИХ КОЛЕС И КОРПУСЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛА, Н*ММ



КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ НА ВАЛАХ ПРИВОДА ЗАДНИХ КОЛЕС И КОРПУСЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛА, Н*ММ



Оценка прочности ШРУС черт. 82135607100



	internal spline	external spline
standards and specifications	GB/T 3478-2008	JIS D2001
mesh type and mating form	平齿根, 齿侧配合	gear flank engagement
number of teeth	Z 18	26
modules	m 1.27	1.25
pressure angle	α_p 30°	20°
pitching circle diameter	D ϕ 22.86	ϕ 32.5
base circle diameter	D_b ϕ 19.797	ϕ 30.54
modification coefficient	X -0.1028	0.8

技术要求

1. The maximum swing angle of the fixed-end ball cage universal joint is 46°. The maximum swing torque of the fixed end: 12N.m. The swing is flexible without jamming.
2. The minimum static torsional strength is 1530N.m.
3. Axial clearance: Under $\pm 100N$ axial force of the drive shaft, the axial clearance of the fixed end $\leq 0.65mm$.
4. Circumferential clearance: Under $\pm 10N.m$ torque in the rotational direction of the



Sergei Molodtsov
JSC "RM" Chief Designer

Передаточные числа трансмиссии

Сила	Формула
Тангенциальная F_t	$F_t = T/R$
Осевая F_a	$F_t \cdot \tan \alpha$
Радиальная F_r	$F_t \cdot \sin \alpha$
Полная сила $F_{\text{полн}}$	$(F_t^2 + F_a^2 + F_r^2)^{0.5}$

№	Наименование	Значение
1	КП: повышенная передача	2.886
	пониженная передача	5.292
	задний ход	5.087
2	Вариатор	0.7...3.1
3	Передаточное отношение ГП	3.667

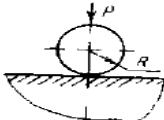
Максимальный момент на двигателе $M_{\text{кр}} = 6,7 \text{ кгс} \cdot \text{м}$ ($67 \text{ Н} \cdot \text{м}$)

Нагрузка на один шарик ШРУС при максимальном передаваемом моменте $M_{\text{кр}} = 110 \text{ кгс} \cdot \text{м}$, $i_{\text{кп}} = 5,292$, $i_{\text{вар}} = 3,1$

Параметр	Обозначение	При угле $\alpha = 0^\circ$	При угле $\alpha = 15,4^\circ$
Тангенциальная сила	F_t	920 кгс	920 кгс
Осевая сила	F_a	0 кгс	250 кгс
Радиальная сила	F_r	0 кгс	250 кгс
Полная сила	F_{total}	920 кгс	980 кгс
Увеличение полной силы	—	-	+7,1%

Напряжения (давления) в зоне контакта шарика и обоймы

3. Основные соотношения для задач о контакте тел сферической формы

№ по пор.	Эскиз контактирующих тел	Максимальное давление (напряжение) в зоне контакта $q_{\max}$	
1		$0.918 \sqrt[3]{\frac{F}{4R^2 (\theta_1 + \theta_2)^2}}$	0.

И.А. Биргер
Б.Ф. Шорр
Г.Б. Иосилевич

Расчет
на прочность
деталей
машин

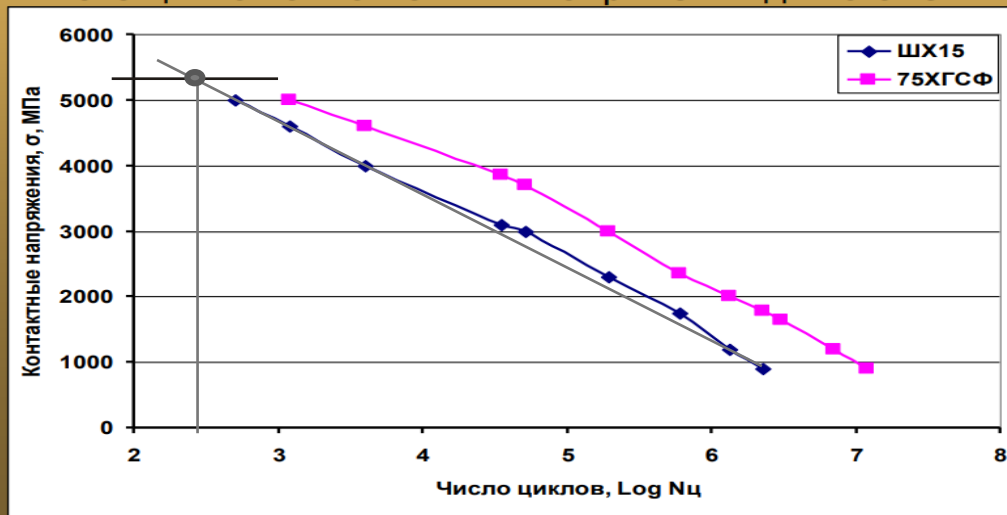
СПРАВОЧНИК
4-е издание,
переработанное и дополненное


МОСКВА
(МАШИНОСТРОЕНИЕ)
1993

Параметр	Обозначение	При угле $\alpha=0^\circ$	При угле $\alpha=15,4^\circ$
Расчетное контактное давление (напряжение)	$q_{\max}$	5200 МПа	5300 МПа
Предельное контактное напряжение (Остаточная деформация 0,0001d)		4200 МПа	

Чтобы контактные напряжения не превышали предельных, максимальный крутящий момент передаваемый ШРУС не должен превышать 55 кгс*м.

Зависимость числа циклов от контактных напряжений для сталей ШХ15 и 75ХГСФ



При максимальной частоте вращения вала 365 об/мин за 16 секунд будет совершено 100 оборотов

Log N _ц	N _ц (оборотов)	Время, минут	Время, часов	Примерно
2,0	100	0,27 мин	0,0046 ч	~16 секунд
2,5	316	0,87 мин	0,0144 ч	~52 секунды
3,0	1 000	2,74 мин	0,046 ч	~3 минуты
4,0	10 000	27,4 мин	0,46 ч	~27 минут
5,0	100 000	274 мин	4,57 ч	~4,5 часа
6,0	1 000 000	2 740 мин	45,7 ч	~2 суток
7,0	10 000 000	27 400 мин	456,6 ч	~19 суток
8,0	100 000 000	274 000 мин	4 566 ч	~190 суток

При контактном давлении 5300 МПа ресурс ШРУС составит меньше 1 минуты.

Расчётное контактное давление
составит для шариков диаметром:

- 17 мм $q_{\max} = 3600$ МПа,
- 19 мм $q_{\max} = 3300$ МПа,

Т а б л и ц а 2.21. Размеры (мм) и параметры муфты синхронной шариковой
(рис. 2.32)

T , Н·м	Разрушающий вращающий мо- мент, Н·м	d_1	$n_{\max}$, об/мин	d	D	$2R$	l_2
1 060	3 450	24	6000	17	85	60	14
1 500	4 370	25	5000	19	93	65	18
1 750	5 060	28	4000	20	102	71	18
2 300	6 900	32	3500	22	110	76	20
3 000	7 400	35	3000	25	120	85	21
4 150	9 800	38	2500	27	133	93	24

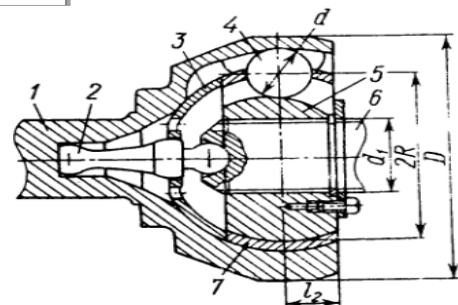


Рис. 2.32. Синхронная шариковая муфта с обоймой, выполненной вместе с валом

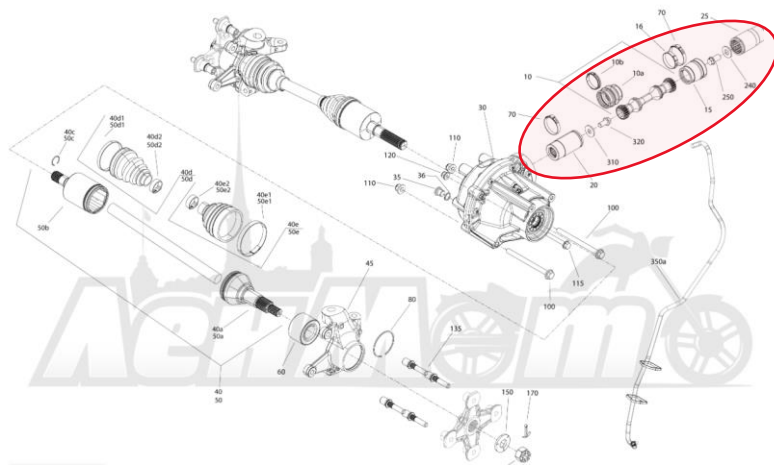
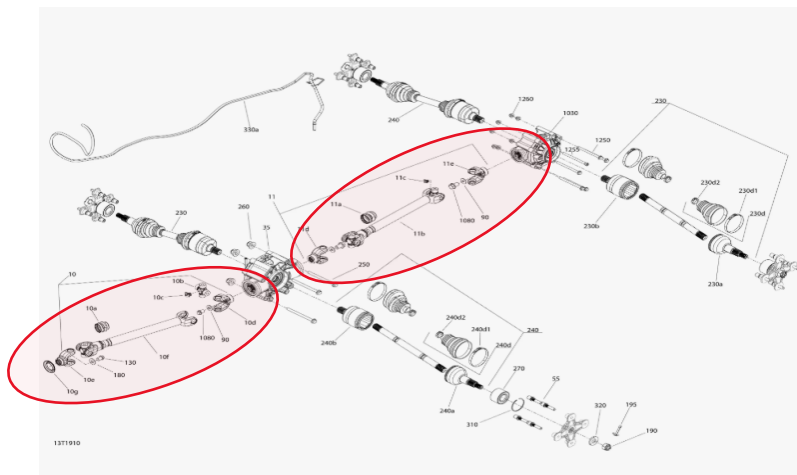
По результатом расчета получено, что:

- Угол излома $\alpha=15,4^\circ$ увеличивает полную нагрузку на шарик на 7%, что не критично,
- Максимальное расчетное давление в зоне контакта шарика и обоймы составляет $q_{\max} = 5300$ МПа, что выше допустимого 4200 МПа,
- Расчетный ресурс при давлении $q_{\max} = 5300$ МПа составляет менее 1 минуты (при частоте вращения вала 365 об/мин и передаваемом моменте 110 кгс*м,
- Для того, чтобы контактные давления не превышали допустимых момент на ШРУС не должен превышать 55 кгс*м.
- Для обеспечения работы ШРУС требуется увеличение его типоразмера. Это приведет к уменьшению силы действующей на шарик (кубическая зависимость на $q_{\max}$), увеличению диаметра шарика (квадратичная зависимость на $q_{\max}$).

Для ШРУС с шариками диаметром 17 мм контактное давление составит $q_{\max} = 3600$ МПа, что ниже допустимого.

АНАЛИЗ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ КОНКУРЕНТОВ

ТРАНСМИССИЯ VRP



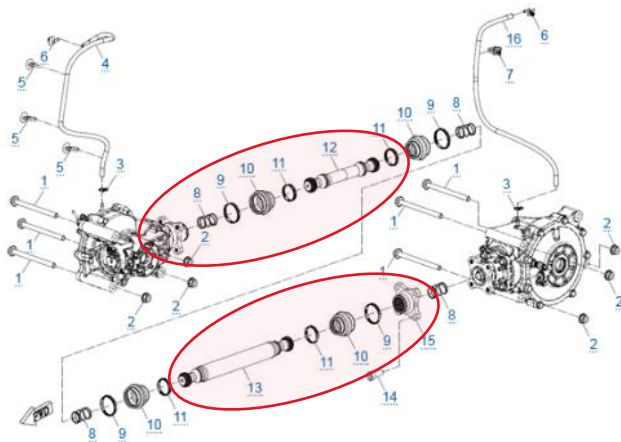
Передача крутящего момента к задним редукторам производится с помощью карданных валов с крестовинами.



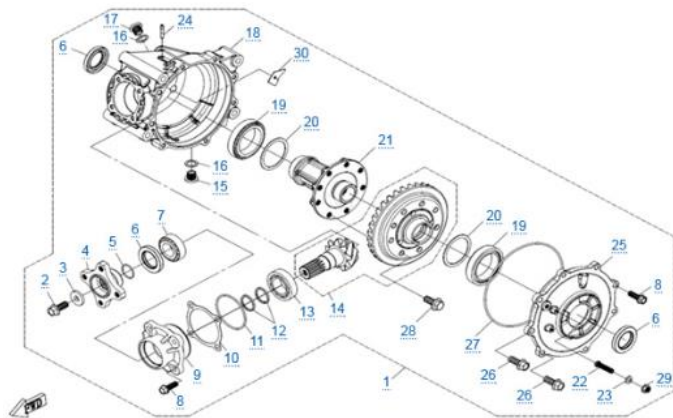
Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



ТРАНСМИССИЯ CF МОТО



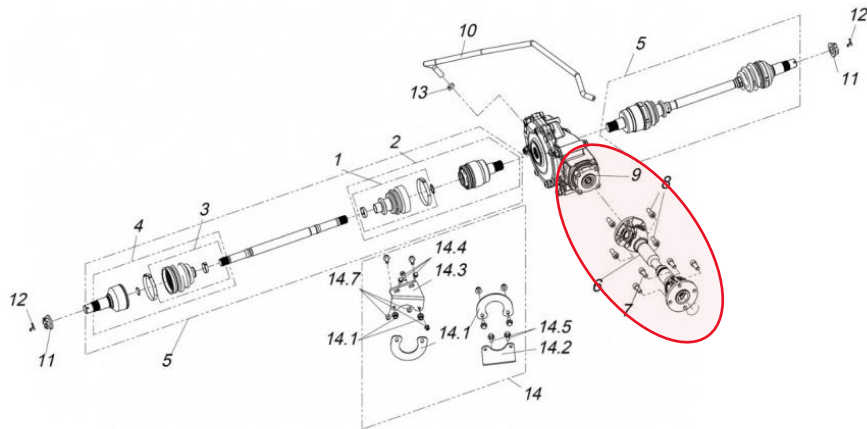
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



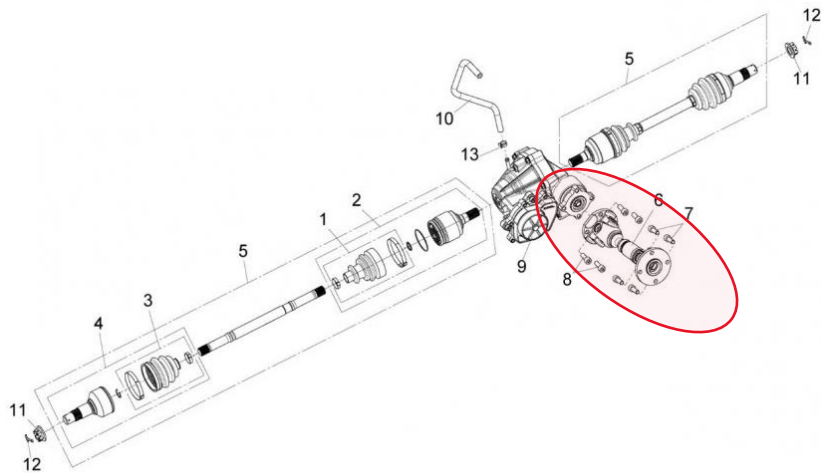
ТРАНСМИССИЯ STELS



Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала с крестовинами.



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала с крестовинами.

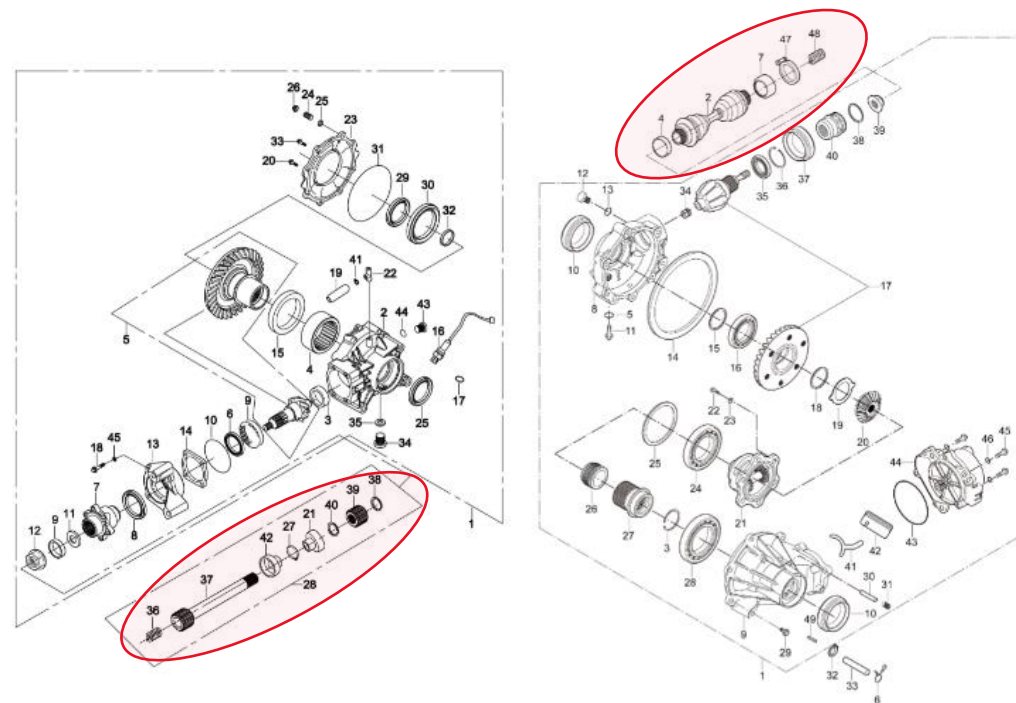


ТРАНСМИССИЯ VALTMOTORS

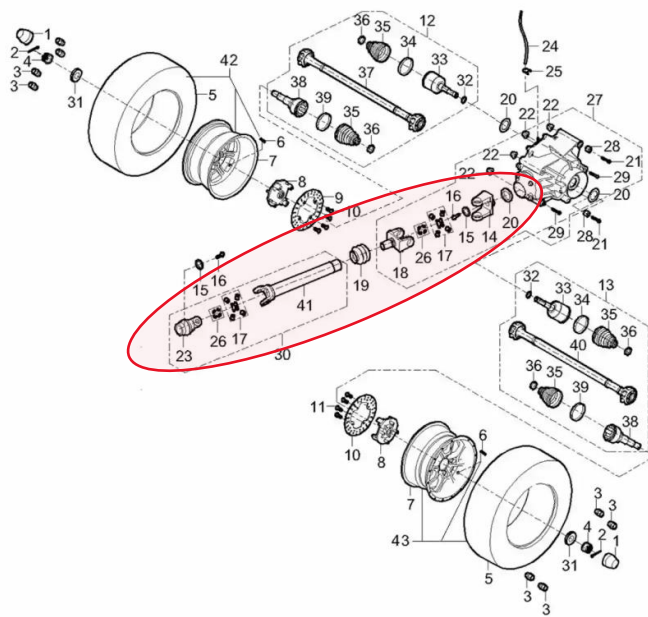
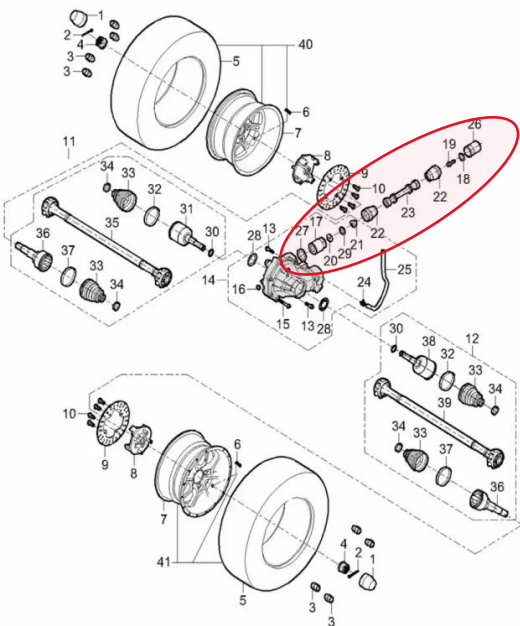
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУСами.



ТРАНСМИССИЯ AODES



Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала с крестовинами.



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.

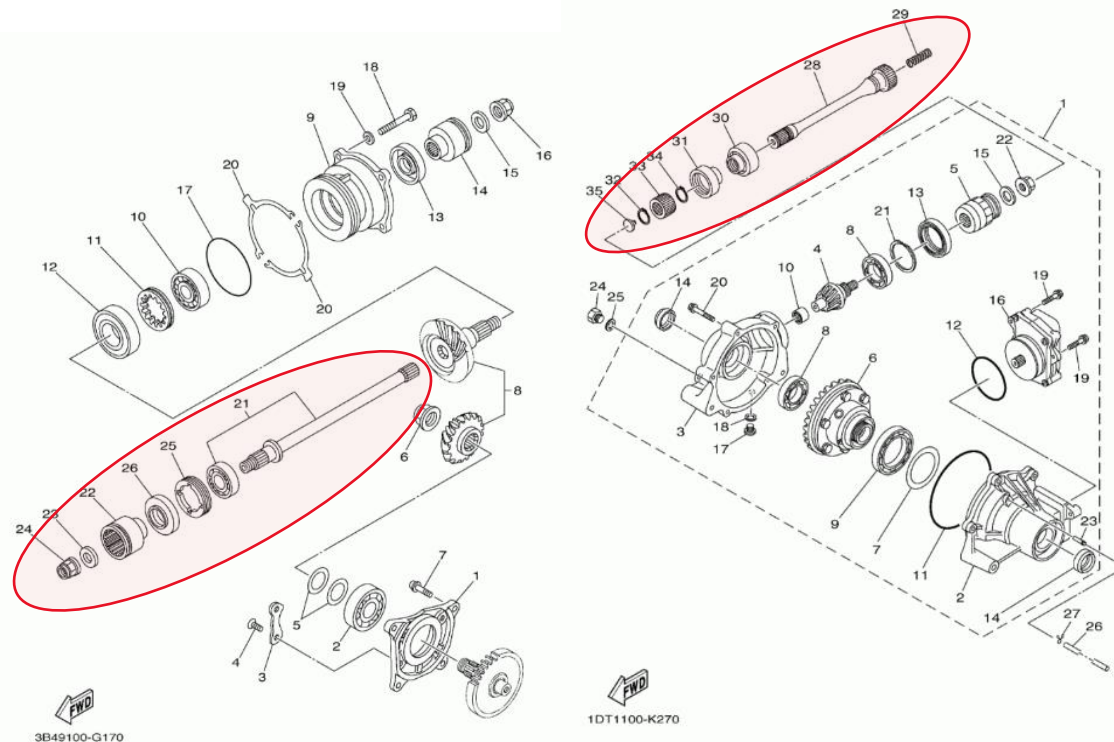


ТРАНСМИССИЯ YAMAHA

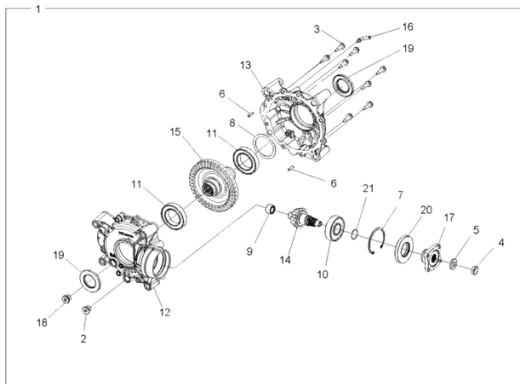
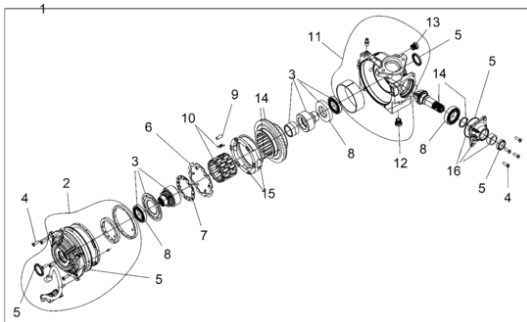
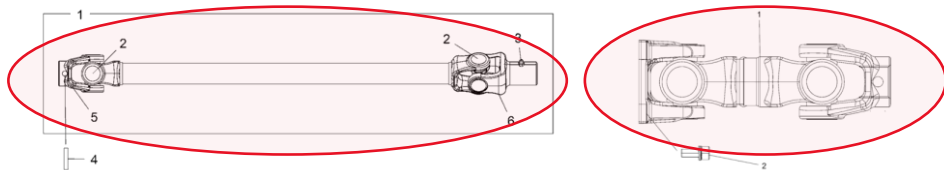
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала через шлицевые муфты.



ТРАНСМИССИЯ POLARIS



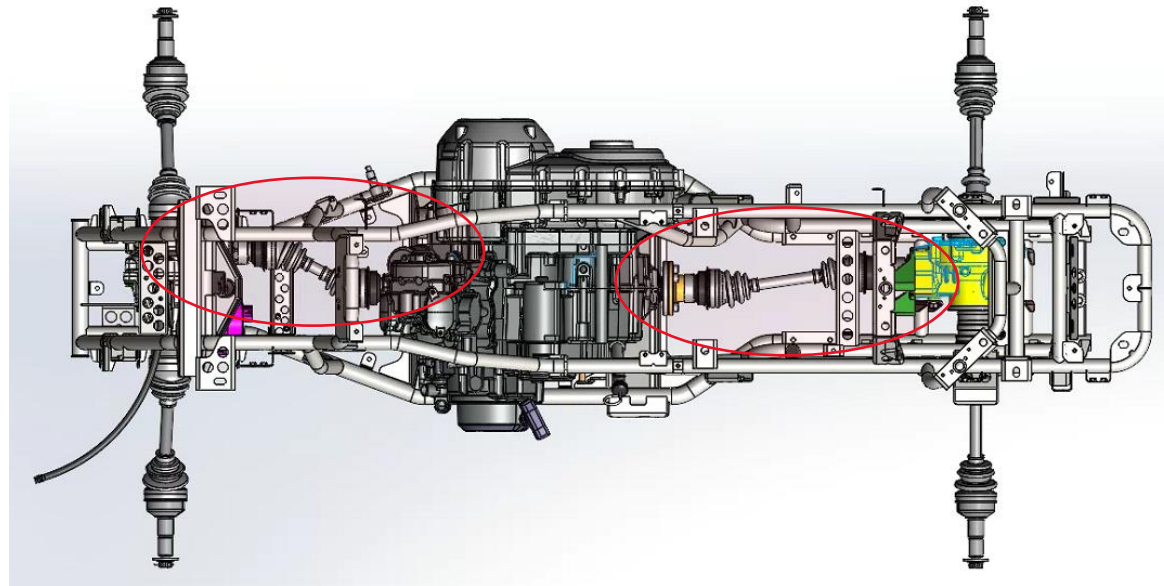
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданной крестовины



Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданной крестовины



ТРАНСМИССИЯ РМ650-2



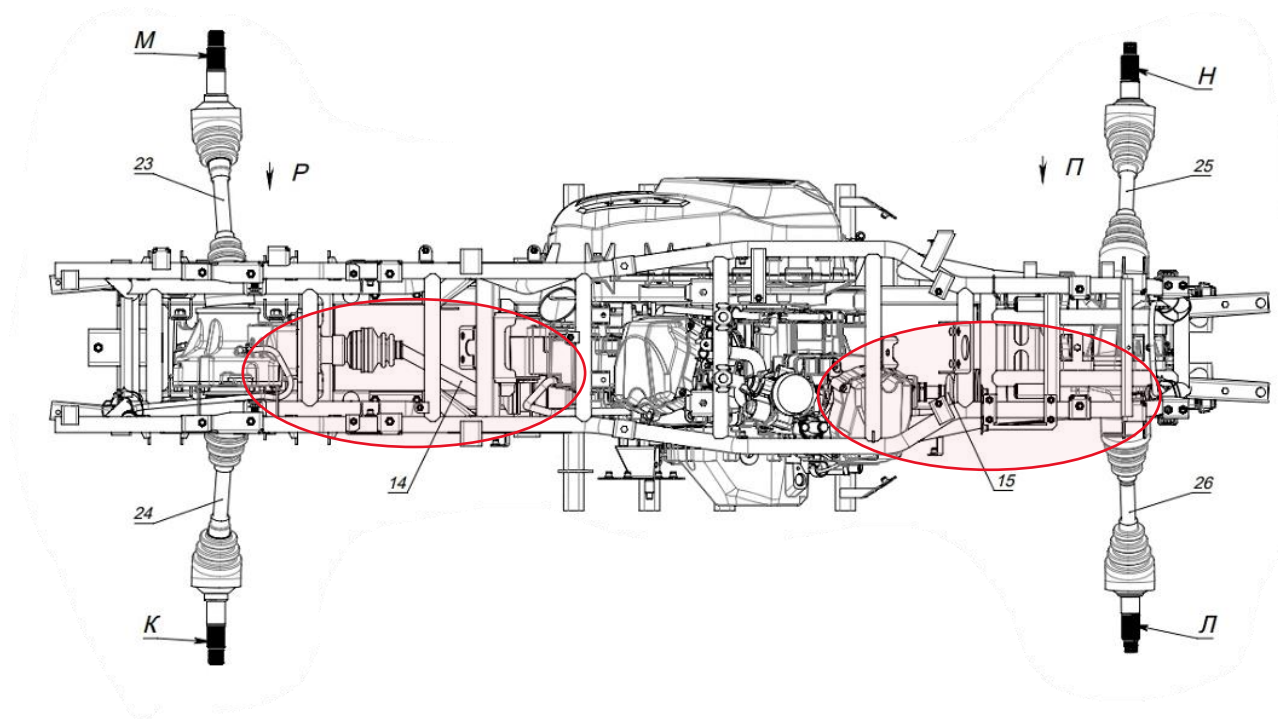
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУСами.

Угол работы ШРУС составляет $8,6^\circ$.

Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУСами.

Угол работы ШРУС составляет $27,2^\circ$.

ТРАНСМИССИЯ РМ800Т



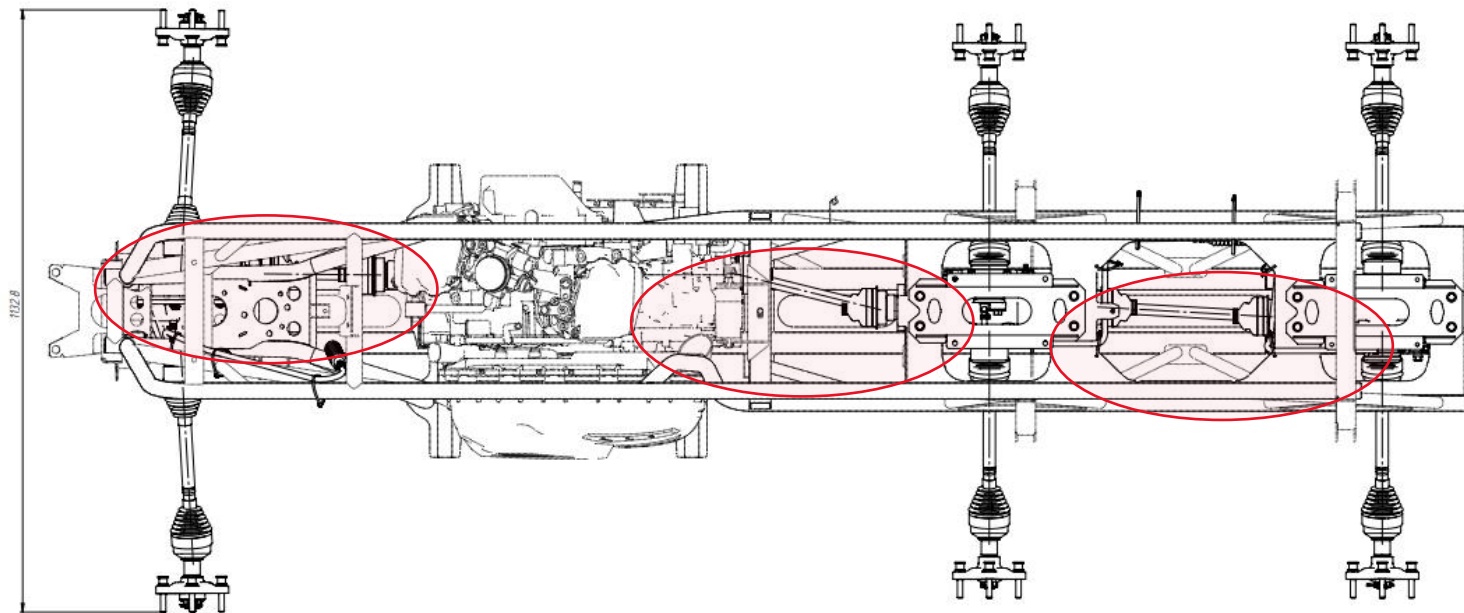
Передача крутящего момента к заднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУСами.

Угол работы ШРУС составляет $15,45^\circ$.

Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУС.

Угол работы ШРУС составляет $3,6^\circ$.

ТРАНСМИССИЯ ТЕРМИТ



Передача крутящего момента к задним редукторам производится с помощью карданных валов с ШРУСами.

Максимальный угол работы ШРУС составляет 14° .

Передача крутящего момента к переднему редуктору производится с помощью карданного вала с ШРУСами.

Угол работы ШРУС составляет $2,5^{\circ}$.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ТАБЛИЦА КАРДАННЫХ ВАЛОВ

Марка/Параметр	Передача крутящего момента к заднему редуктору	Угол работы заднего карданного вала	Передача крутящего момента к переднему редуктору	Угол работы переднего карданного вала
BRP	Крестовины		Шлицевые муфты	
CF Moto	Шлицевые муфты		Шлицевые муфты	
Stels	Крестовины		Крестовины	
Baltmotors	Шлицевые муфты		ШРУСы	
AODES	Крестовины		Шлицевые муфты	
Yamaha	Шлицевые муфты		Шлицевые муфты	
Polaris	Крестовины		Крестовины	
PM650-2	ШРУСы	8,6°	ШРУСы	27,2°
PM800T	ШРУСы	15,45°	ШРУСы	3,6°
ТЕРМИТ	ШРУСы	14°	ШРУСы	2,5°

АНАЛИЗ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ШРУСОВ ДЛЯ ТЕРМИТ (ШРУСЫ КАРДАННЫХ ВАЛОВ)



Шарнир промежуточного вала
ВАЗ 2123

Масса ШРУС: 1150 грамм
Габаритный диаметр: 90мм
Масса машины: 1300 кг
Грузоподъемность: 450 кг
Полная масса машины: 1750 кг



Шарнир карданного вала
ВАЗ 2123

Масса ШРУС: 1530 грамм
Масса машины: 1300 кг
Грузоподъемность: 450 кг
Полная масса машины: 1750 кг



Шарнир карданного вала
ГАЗ Соболь 4х4

Масса ШРУС: 1700 грамм
Масса машины: 2090 кг
Грузоподъемность: 910 кг
Полная масса машины: 3000 кг

КРЕСТОВИН ДЛЯ ТЕРМИТ



Крестовина заднего
карданного вала
ВАЗ 2101-2107

Масса крестовины: 290 грамм
Масса машины: 1060 кг
Грузоподъемность: 400 кг
Полная масса машины: 1460 кг



Крестовина заднего
карданного вала
ВАЗ 2123

Масса крестовины: 450 грамм
Масса машины: 1300 кг
Грузоподъемность: 450 кг
Полная масса машины: 1750 кг



Крестовина заднего
карданного вала
УАЗ Патриот

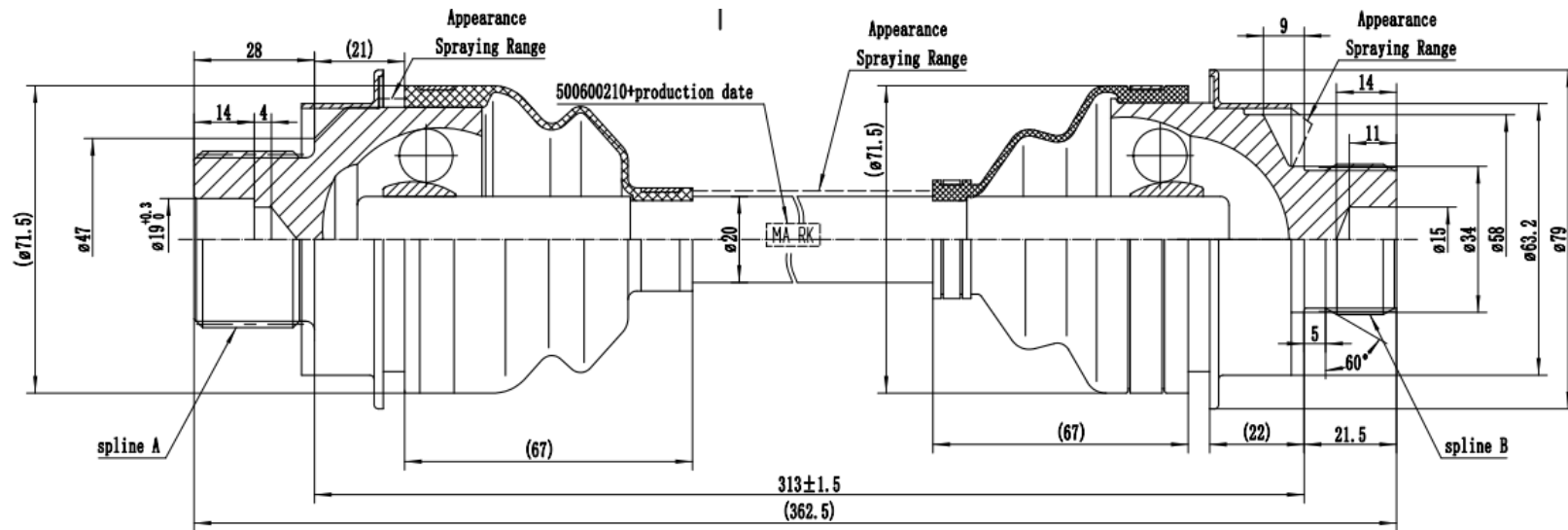
Масса крестовины: 500 грамм
Масса машины: 2125 кг
Грузоподъемность: 525 кг
Полная масса машины: 2650 кг



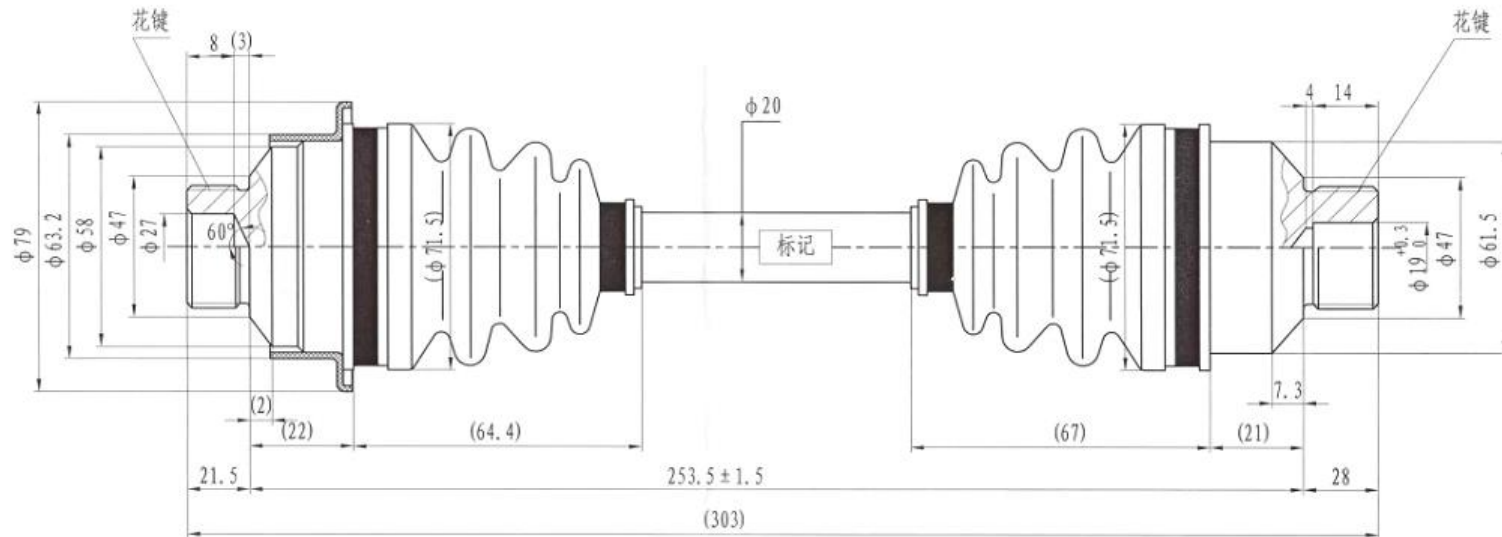
Крестовина заднего
карданного вала
ГАЗ Соболь 4x4

Масса крестовины: 700 грамм
Масса машины: 2090 кг
Грузоподъемность: 910 кг
Полная масса машины: 3000 кг

КАРДАННЫЙ ВАЛ ТЕРМИТ



КАРДАННЫЙ ВАЛ РМ650-2



РАСЧЕТ НАГРУЗОК СЕРИЙНЫХ ШРУСОВ РМ

Исходные данные ТЕРМИТ:

$M_e := 70,8 \text{ Н м}$ крутящий момент двигателя

$i := 6$ максимальное передаточное число коробки передач

$M_{кр} := M_e \cdot i = 424,8$ крутящий момент на карданном валу

$n := 6$ число шариков ШРУСа

$R := 0,0195 \text{ м}$ радиус расположения шариков ШРУСа

$d := 0,0125 \text{ м}$ диаметр шариков ШРУСа

Определение окружного усилия на один шарик ШРУСа:

$$F_t := \frac{M_{кр}}{n \cdot R} = 3630,7692 \text{ Н}$$

Нормальная сила смятия на один шарик:

$$F_n := \frac{F_t}{\cos(45^\circ)} = 5134,6831 \text{ Н}$$

Допустимая нормальная сила смятия на один шарик:

$$F_d := 26 \cdot 10^6 \cdot 0,0125^2 = 4156,25$$

По результатам расчета по двигателю,
для снегоболотохода ТЕРМИТ
нормальная сила смятия на один шарик
ШРУСа

превышена в 1,25 раза.

Исходные данные РМ650-2:

$M_e := 54 \text{ Н м}$ крутящий момент двигателя

$i := 6$ максимальное передаточное число коробки передач

$M_{кр} := M_e \cdot i = 324$ крутящий момент на карданном валу

$n := 6$ число шариков ШРУСа

$R := 0,0195 \text{ м}$ радиус расположения шариков ШРУСа

$d := 0,0125 \text{ м}$ диаметр шариков ШРУСа

Определение окружного усилия на один шарик ШРУСа:

$$F_t := \frac{M_{кр}}{n \cdot R} = 2769,2308 \text{ Н}$$

Нормальная сила смятия на один шарик:

$$F_n := \frac{F_t}{\cos(45^\circ)} = 3916,2837 \text{ Н}$$

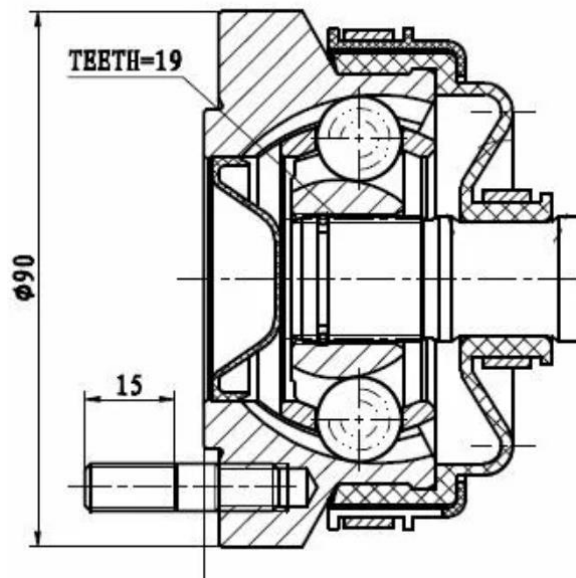
Допустимая нормальная сила смятия на один шарик:

$$F_d := 26 \cdot 10^6 \cdot 0,0125^2 = 4156,25$$

По результатам расчета по двигателю,
для снегоболотохода РМ650-2
нормальная сила смятия на один шарик
ШРУСа

не превышает допустимых значений.

РАСЧЕТ НАГРУЗКИ ШАРНИРА ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА ВА3 2123 С УСЛОВИЯМИ ТЕРМИТ



Исходные данные ВА3 2123 - ТЕРМИТ:

$M_e := 70,8 \text{ Н·м}$ крутящий момент двигателя

$i := 6$ максимальное передаточное число коробки передач

$M_{кр} := M_e \cdot i = 424,8$ крутящий момент на карданном валу

$n := 6$ число шариков ШРУСа

$R := 0,0239 \text{ м}$ радиус расположения шариков ШРУСа

$d := 0,0142 \text{ м}$ диаметр шариков ШРУСа

Определение окружного усилия на один шарик ШРУСа:

$$F_t := \frac{M_{кр}}{n \cdot R} = 2962,3431 \text{ Н}$$

Нормальная сила смятия на один шарик:

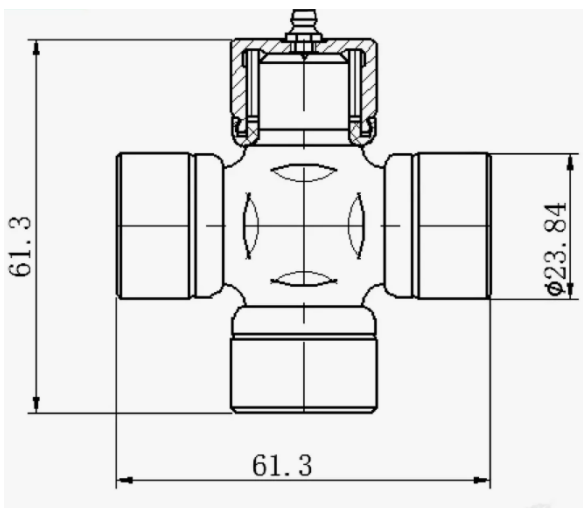
$$F_n := \frac{F_t}{\cos(45^\circ)} = 4189,3858 \text{ Н}$$

Допустимая нормальная сила смятия на один шарик:

$$F_d := 26,6 \cdot 10^6 \cdot (0,0142)^2 = 5363,624$$

По результатам расчета по двигателю, для
снегоболотохода ТЕРМИТ установка
шарнира промежуточного карданного вала ВА3 2123
обеспечивает коэффициент запаса 1,28.

РАСЧЕТ НАГРУЗКИ КРЕСТОВИНЫ ЗАДНЕГО КАРДАННОГО ВАЛА ВА3 2101-2107 С УСЛОВИЯМИ ТЕРМИТ



Исходные данные:

$M_k := 424,8 \text{ Н м}$ крутящий момент на карданном валу

$R := 0,0233 \text{ м}$ расстояние от центра крестовины до середины шипа

$\gamma := 14^\circ$ угол работы карданной передачи

$d_{ш} := 0,0144 \text{ м}$ диаметр шипа крестовины

$d_o := 0,004 \text{ м}$ диаметр отверстия для смазки

$l_{ш} := 0,015 \text{ м}$ длина шипа

Сила, действующая на шип:

$$Q := \frac{M_k}{2 \cdot R \cdot \cos(\gamma)} = 9394,95 \text{ Н}$$

Расчет шипа на срез:

$$\tau := \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_{ш}^2 - d_o^2)} = 6,25 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$\tau_{доп} := 10 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Расчет шипа на смятие:

$$\sigma_{см} := \frac{Q}{d_{ш} \cdot l_{ш}} = 4,3495 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

$$\sigma_{смп} := 7,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$$

Расчет шипа на изгиб:

Момент сопротивления изгибу:

$$W := 0,1 \cdot d_{ш}^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_o}{d_{ш}} \right)^4 \right) = 2,9682 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{из} := \frac{Q \cdot l_{ш}}{2 \cdot W} = 2,3739 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

$$\sigma_{изд} := 3 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

По результатам расчета по двигателю крестовина карданного вала ВА3 2107
удовлетворяет прочностным требованиям ТЕРМИТ.

ПОТЕНЦИАЛЬНЫЕ ИЗГОТОВИТЕЛИ ПРИВОДОВ В СБОРЕ, С КРЕСТОВИНАМИ И ШРУСАМИ



Завод «СЕРП и МОЛОТ»
Промышленное предприятие Поволжья

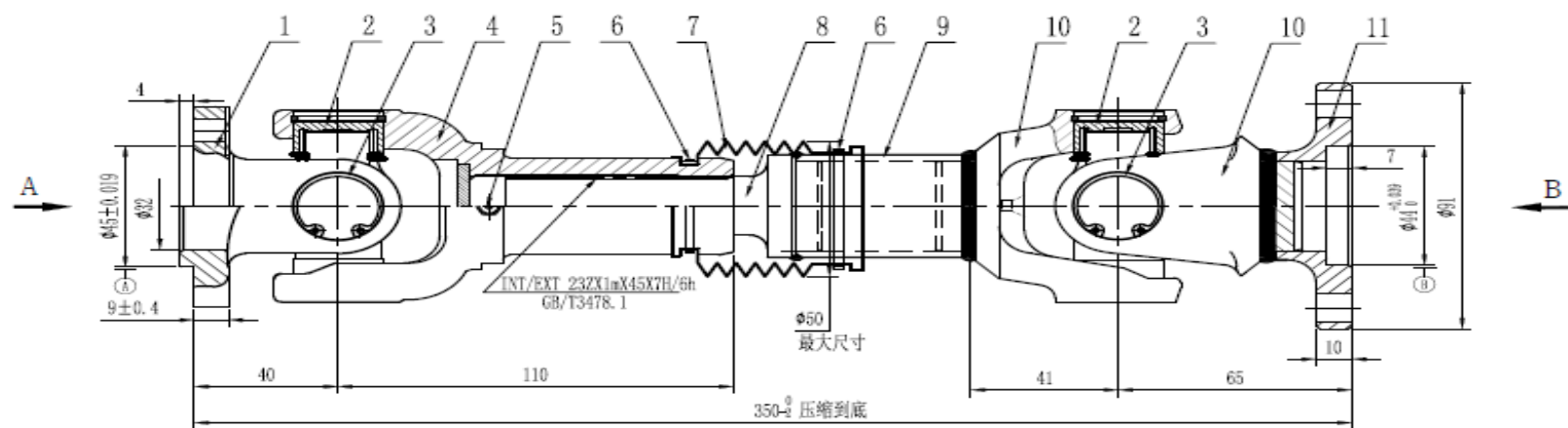
410056, г. Саратов, ул. Астраханская, д.88 [+7 \(8452\) 47-13-90](tel:+78452471390)



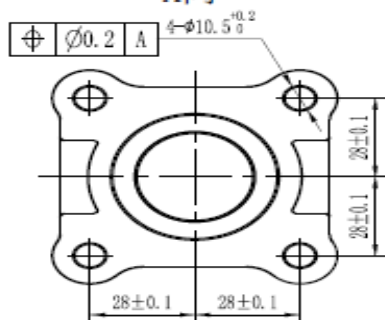
ООО «Завод Рускардан» Россия, г. Нижний Новгород [+7 \(831\) 280-49-47](tel:+78312804947)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

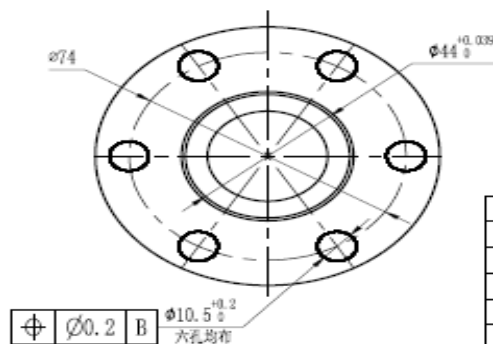
1. **Некрасов В. И.** Карданная передача : учебное пособие / В. И. Некрасов, Г. Н. Шпитко. — Курган ; Сургут : Изд-во Курганского гос. ун-та, 2013. — 135 с.
2. **Кузьмин Ю. А.** Конструирование и расчет автомобиля. Расчет карданных передач : методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 19020165 «Автомобиле- и тракторостроение» / Ю. А. Кузьмин. — Ульяновск : Ульяновский государственный технический университет, 2008. — 29 с.
3. **Гусаков Н. В.** Конструкция автомобиля. Шасси : учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / Н. В. Гусаков, И. Н. Зверев, А. Л. Карунин [и др.] ; под общей редакцией А. Л. Карунина. — Москва : Московский государственный технический университет «МАМИ», 2000. — 528 с.



A向



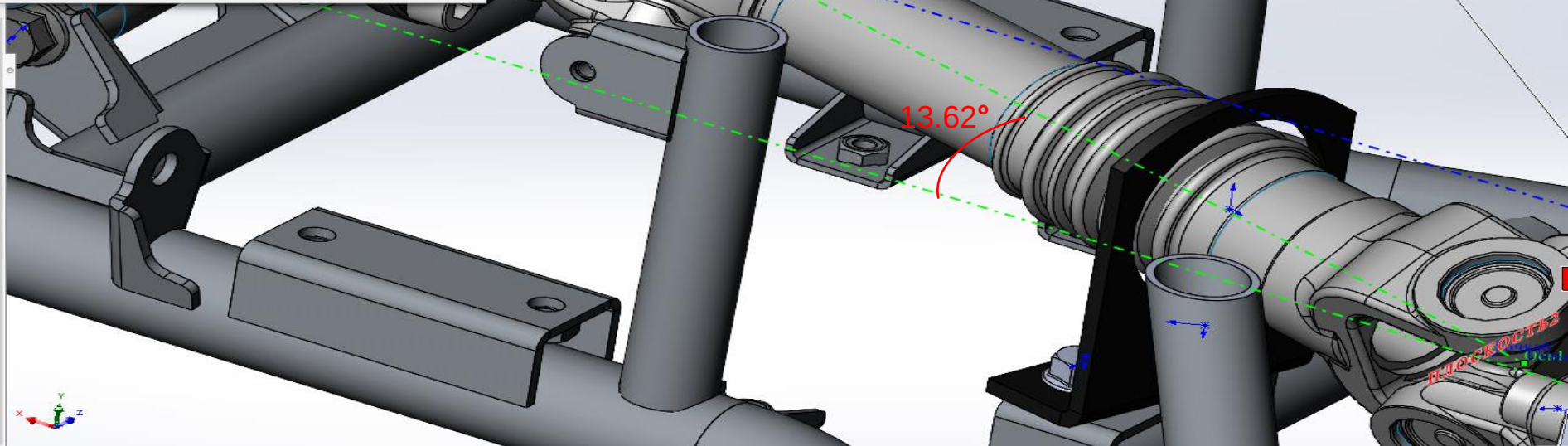
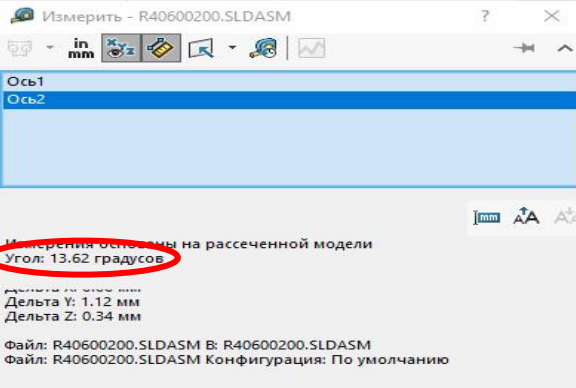
B向



技术要求:

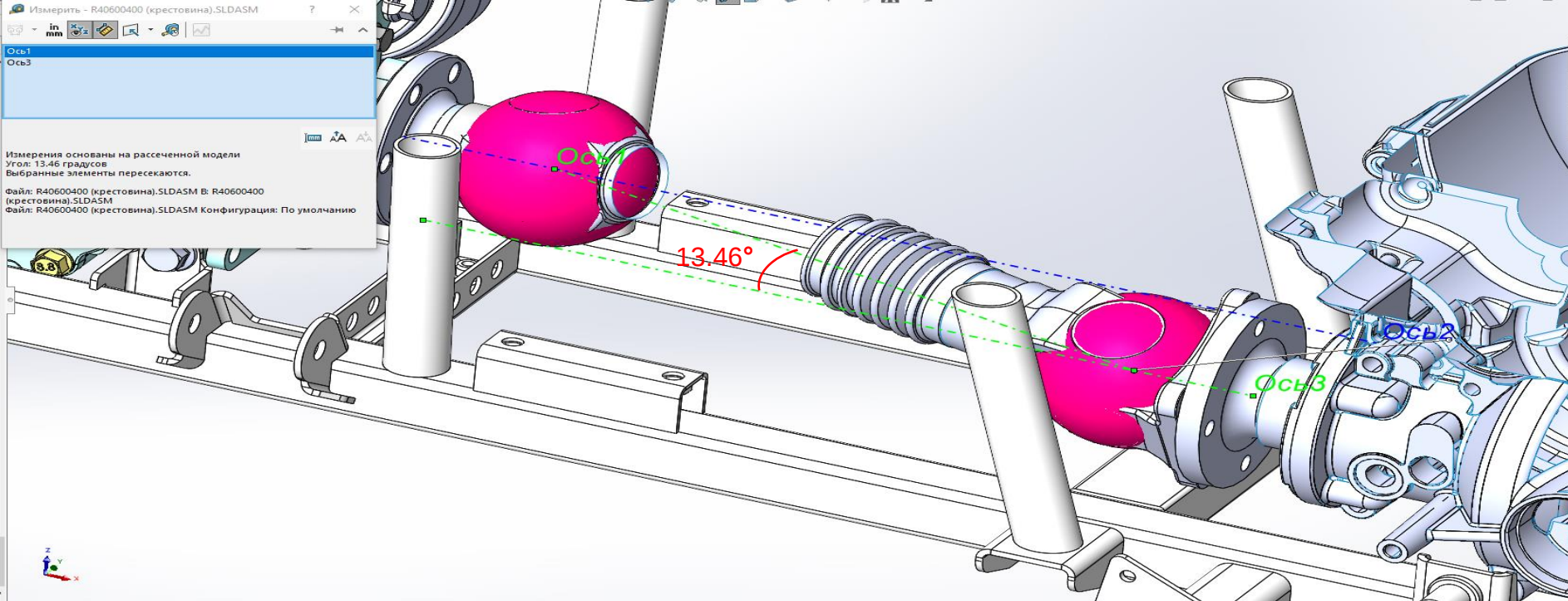
- 1、总装配后, 两处十字轴油嘴应在同一边, 两耳轴线相位角 $\leq 2^\circ$;
- 2、总成须进行平衡检查, 不平衡量 $\leq 20g \cdot cm$; 平衡片应焊接牢固, 每端不多于两片不允许重叠
- 3、焊接件须牢固、可靠, 不得有虚焊、夹渣等缺陷;
- 4、万向节应转动灵活, 万向节摆角不小于 15° ;
- 5、其余要求按QC/T29082-1992《汽车传动轴总成技术条件》执行;
- 6、外表面涂黑色油漆, 两端安装面进行油漆保护, 喷漆后涂防锈油; 花键部分涂锂基润滑脂;
- 7、轴管打刻: 图号、日期、粘贴合格证。

11	法兰	LZ-0701	1	45# GB/T699		焊接法兰盘
10	万向节叉		2	45# GB/T699		信用CF焊接叉III
9	轴管		1	440QZ YS/T5209		Φ38X2.5X78.5
8	花键轴		1	40Cr GB/T3077		信用直花键轴 27120-5060-2
7	防尘胶套		1	NBR		被胶套 (Φ50)
6	尼龙扎带		2			5X250mm
5	黄油嘴		1			M6 直油嘴
4	滑动叉		1	40Cr GB/T3077		UTV1000-3滑动叉
3	孔用弹性挡圈		8	65Mn GB/T711		Φ25X1.2
2	万向节十字轴		2			Φ25X64(带加油嘴)
1	凸缘叉	LZ-0101	1	45# GB/T699		凸缘叉LZ-0101
序号	名 称	图 号	数 量	材 料	重 量	备 注



Рабочий угол* крестовин 13603130000 Вал карданный задний PM800 DUO

* по электронной модели



ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ №0

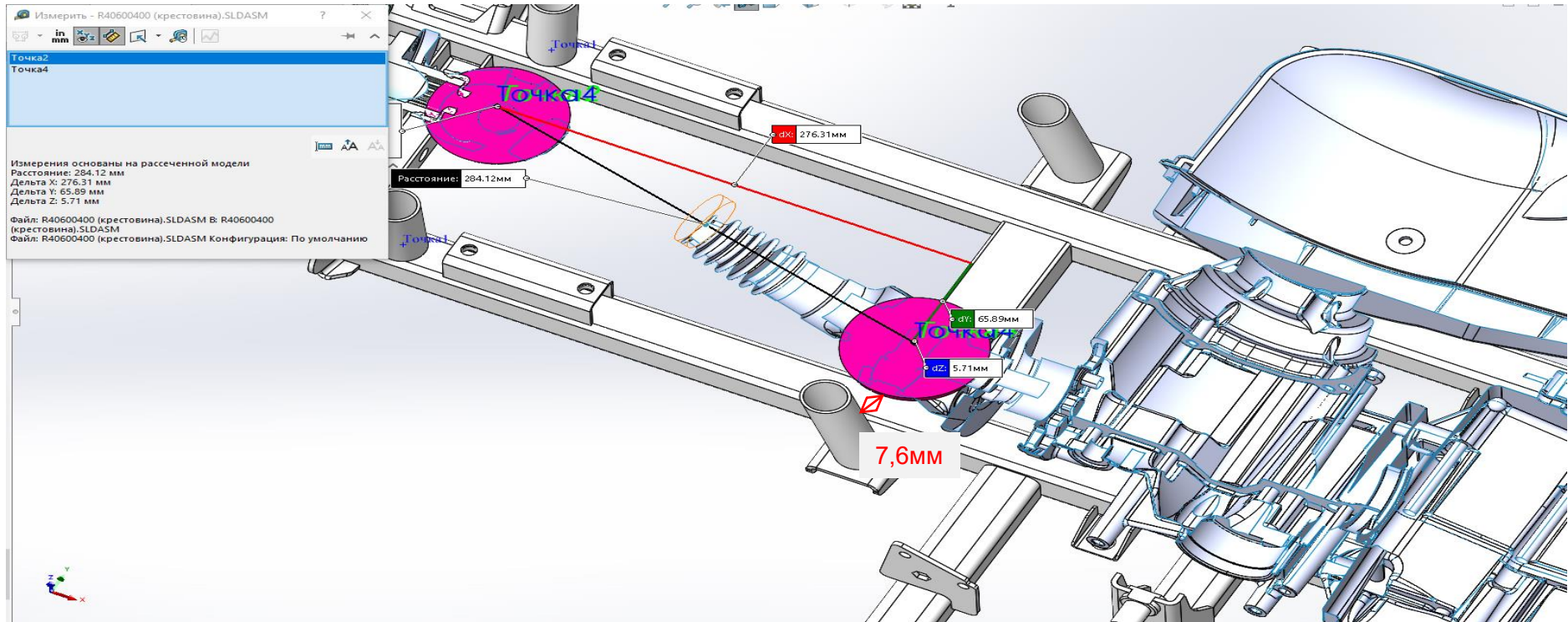
Переход на крестовины от PM 800 DUO

угол перегиба = 13,46°

длина от точки до точки = 284,12мм

зазор между крестовиной и трубой R40102006 = 7,6мм

+	-
Удешевление конструкции	Требуется регулярное обслуживание
Проверенная временем схема (большая живучесть в условиях бездорожья)	Большие колебания (увеличенная вибрация)
Не требуются изменения в раме	Неравномерная передача крутящего момента



ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ №0

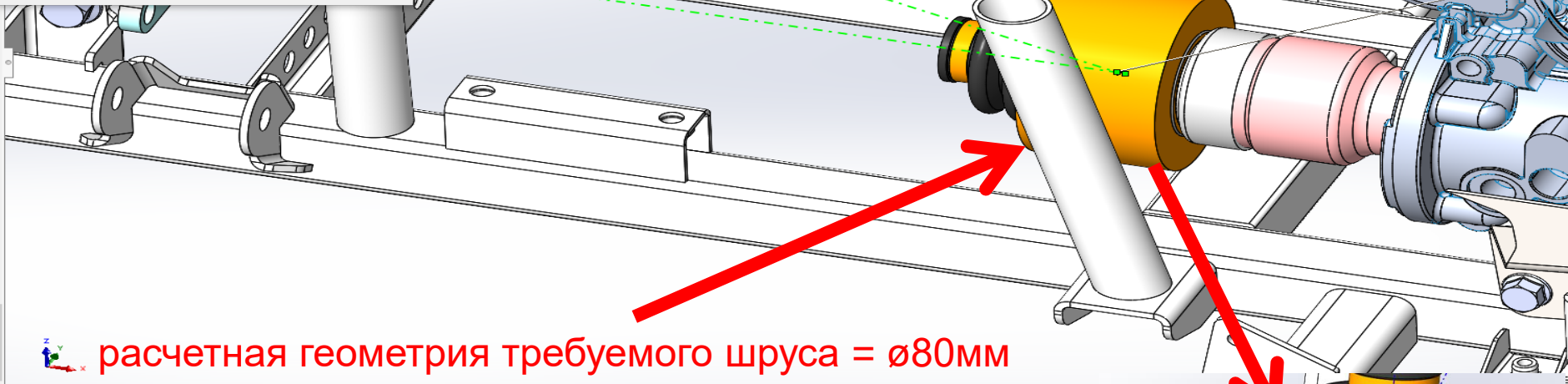
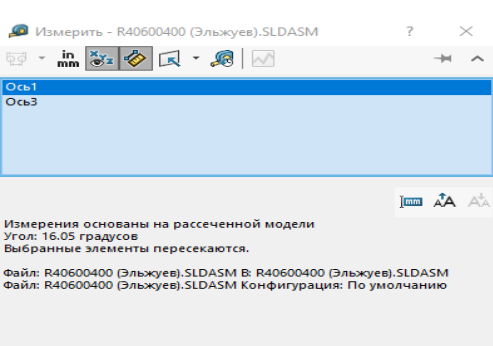
Переход на крестовины от PM 800 DUO

угол перегиба = 13,46°

длина от центра до центра = 284,12мм

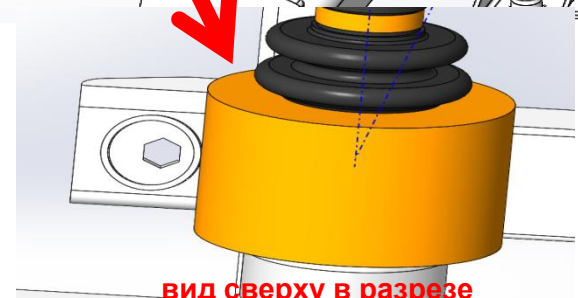
зазор между крестовиной и трубой R40102006 = 7,6мм

+	-
Удешевление конструкции	Требуется регулярное обслуживание
Проверенная временем схема (большая живучесть в условиях бездорожья)	Большие колебания (увеличенная вибрация)
Не требуются изменения в раме	Неравномерная передача крутящего момента



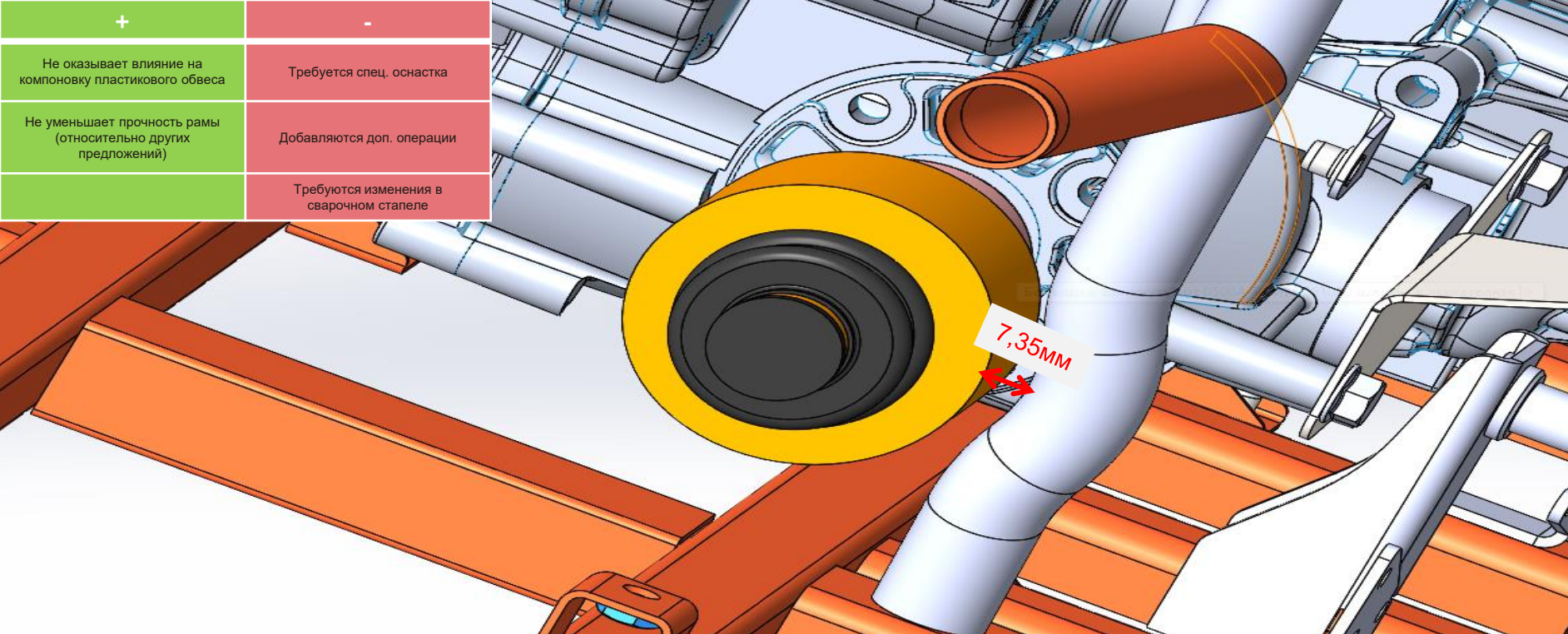
расчетная геометрия требуемого шруса = $\varnothing 80\text{мм}$
зазор между трубой и шарниром = 0мм

Рассмотрение возможности перехода на увеличенные
ШРУСа RM800T



вид сверху в разрезе

+	-
Не оказывает влияние на компоновку пластикового обвеса	Требуется спец. оснастка
Не уменьшает прочность рамы (относительно других предложений)	Добавляются доп. операции
	Требуется изменения в сварочном стапеле



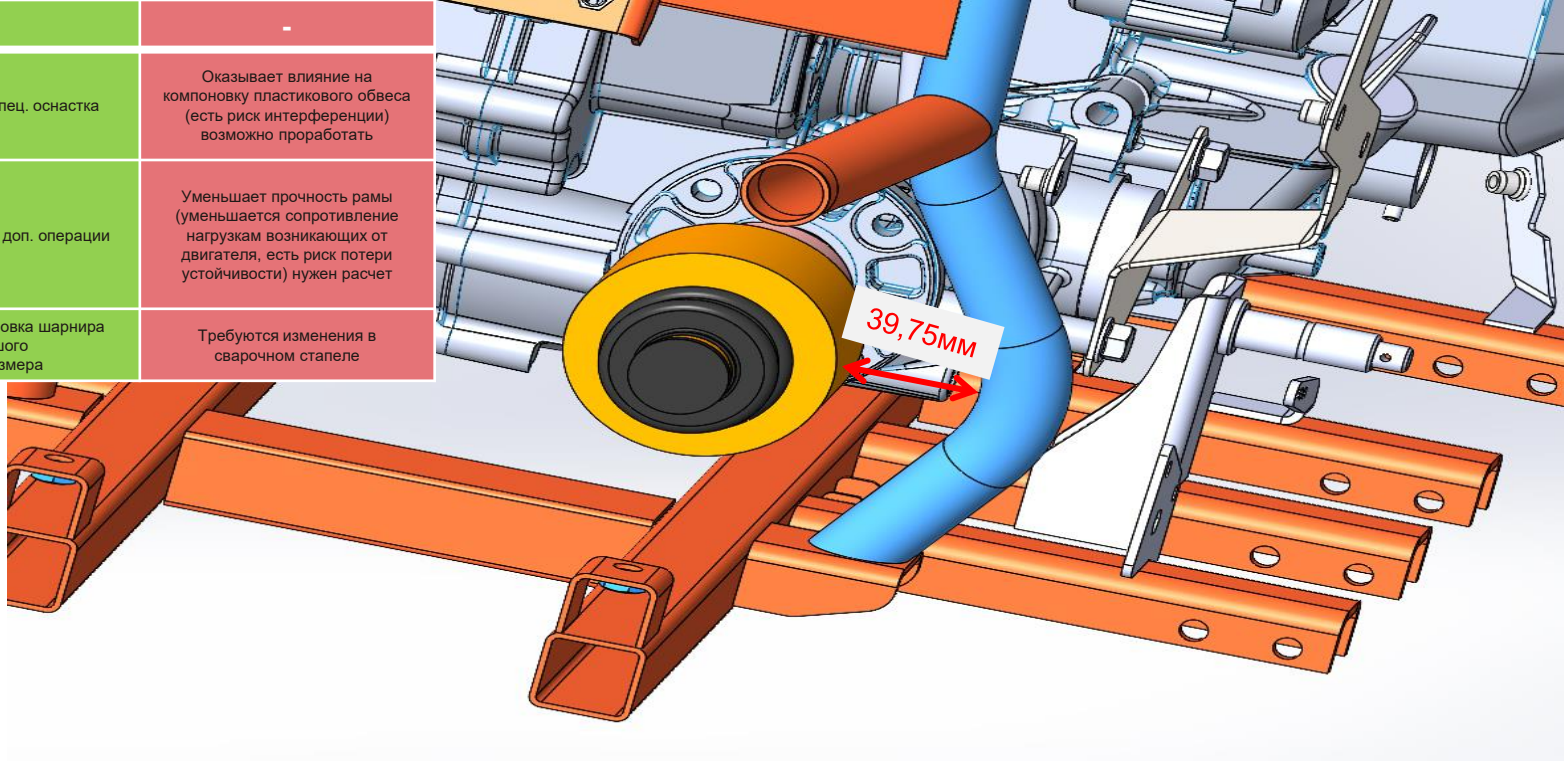
ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ №1

Под технологию прессового формования трубы

радиусы формования по средней линии = R63

Зазор между шарниром и трубой = 7,35 мм (есть возможность увеличить до 10мм)

+	-
Не требуется спец. оснастка	Оказывает влияние на компоновку пластикового обвеса (есть риск интерференции) возможно проработать
Не добавляются доп. операции	Уменьшает прочность рамы (уменьшается сопротивление нагрузкам возникающих от двигателя, есть риск потери устойчивости) нужен расчет
Возможна установка шарнира большого типа-размера	Требуются изменения в сварочном стапеле



ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ №2

Под технологию гибки трубы

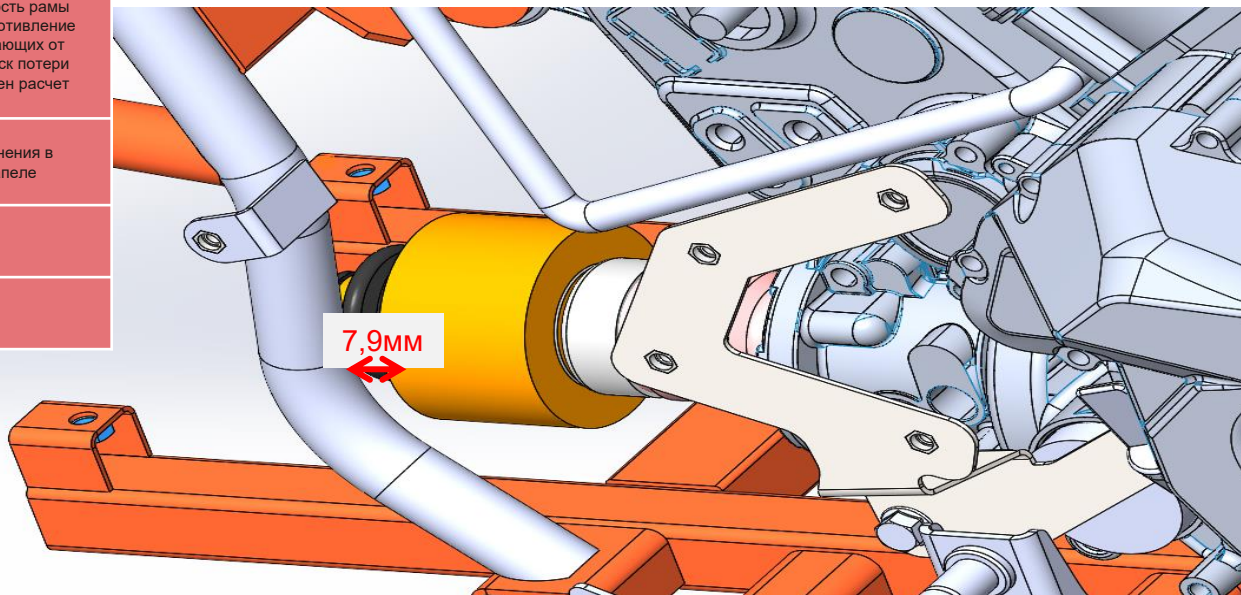
радиусы гибки по средней линии = R63

минимальное расстояние прямых участков = 63мм

Зазор между шарниром и трубой = 39,75 мм

(зазор можно уменьшить, если уменьшить длину прямых участков)

+	-
Не требуется спец. оснастка	Уменьшает прочность рамы (уменьшается сопротивление нагрузкам возникающим от двигателя, есть риск потери устойчивости) нужен расчет
Не добавляются доп. операции	Требуются изменения в сварочном стапеле
Возможна установка шарнира большого типа-размера	
Не оказывает влияние на компоновку пластикового обвеса	



ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ №3

Под технологию гибки трубы

радиусы гибки по средней линии = R63

минимальное расстояние прямых участков = 63мм

Зазор между шарниром и трубой = 7,9 мм

(есть возможность увеличить до 10мм, при увеличении длины прямых участков, но тогда сопряжение трубы будет выходить за конструктивную зону на кронштейне, потребуется изменение кронштейна R40102023)