автономное вождение, все равно должен присутствовать водитель. Однако первые шаги сделаны и в них компания достигла больших успехов.

Развитые информационные технологии ждут обладателя электрокара в салоне. Вся приборная панель заменена одним сенсорным дисплеем, который показывает всю необходимую информацию. Стоит отметить, что именно Tesla стала первым производителем, кто внес минимализм и высокотехнологичность в оформление салона.

Теперь о самом интересном - это модельный ряд Tesla. Для сравнительно молодой компании она имеет очень широкий ассортимент. Ряд состоит из пяти главных моделей. В них входит: мощный электрический спорткар “Рoadстер”, седан премиум класса “Model S”, электрокроссовер “Model X”, первый бюджетный электромобиль “Model 3” и электрический грузовик “Semi Truck”.

Конечно, как и в любом бизнесе, у фирмы есть недостатки выпускаемой продукции, но технологии развиваются и уровень качества растет.

Самые основные проблемы, с которыми сталкивается хозяин электрокара:

- высокая стоимость;
- небольшой запас хода;
- неспособность работы двигателя в условиях суровых морозов.

На потребительском рынке в США Tesla занимает высокое место по популярности. Если же рассматривать Россию, то стоимость автомобилей данной компании для большинства россиян неподъемна. В нашей стране электромобили фирмы Tesla редки и, тем не менее, за электрокарами будущее.

1. Интернет-журнал «Электрокары». Статья «Автомобили компании «Тесла»: модели, характеристики, цены». <https://1electrocar.ru/proizvoditeli/tesla.html>. (Дата обращения 30.10.2020)
2. Журнал «Авторевию». Статья от 07.12.2018. «Пять лет с Tesla: главный редактор «Авторевию» о личной Model S». Автор: Михаил Подорожанский. <https://4kolesa.mirtesen.ru/blog/43931293532/Pyat-let-s-Tesla:-glavnyiy-redaktor-%C2%ABAvtorevyu%C2%BB-o-lichnoy-Model-?nr=1>. (Дата обращения 06.10.2020)

Тойгамбаев С.К., Соколов К.О.

**Разработка конструкции приспособления для алмазного выглаживания при
восстановлений шеек коленчатых валов**

*МСХА им. К.А. Тимирязева
(Россия, Москва)*

*doi: 10.18411/lj-12-2020-94
idsp: ljournal-12-2020-94*

Аннотация

Двигатель внутреннего сгорания является основной силовой установкой машин, в связи с этим безотказность работы двигателя во многом зависит от качества ее технического обслуживания и ремонта. В статье предложена разработка приспособления для ремонта шеек коленчатых валов на примере двигателя ЗМЗ-511. Представлены некоторые прочностные расчеты произведенные при разработке алмазного выглажывателя.

Ключевые слова: упрочнение; ремонт; двигатель; коленчатый вал; выглаживатель

Abstract

The internal combustion engine is the main power plant of cars, in this regard, the reliability of the engine depends largely on the quality of its maintenance and repair. The article suggests the development of a device for repairing crankshaft necks on the ZMZ-511

engine. Some strength calculations performed during the development of a diamond digger are presented.

Keyword: hardening; repair; engine; crankshaft; lifter

Из анализа методов упрочнения коренных и шатунных шеек коленчатого вала выявлено, что наиболее простым, доступным и эффективным методом поверхностно-пластического деформирования (ППД) является алмазное выглаживание. Сущность этого метода заключается в пластическом деформировании обрабатываемой поверхности скользящим по ней инструментом – выглаживателем. Рабочим телом являются кристаллы алмаза. Инструмент раздвигает металл, образуя канавку на его поверхности. В результате пластического деформирования обрабатываемой поверхности сглаживаются исходные неровности и образуется новый микрорельеф поверхности со значительно меньшей высотой неровностей профиля $R_{Zв}$. Размер детали уменьшается на величину остаточной деформации $\Delta_{пл}$. Схема процесса представлена на рисунке 1. В результате такой обработки в 1,5...2 раза повышается несущая способность детали по допускаемым напряжениям и в несколько раз повышается её долговечность.

Применение алмазного выглаживания создаёт большую экономию материальных средств за счёт увеличения эксплуатационного срока службы коленчатого вала, а также из-за того, что отпадает необходимость в полировке и финишной обработке шеек коленчатого вала.

Рис.1 Схема процесса алмазного выглаживания.

Из анализа конструкций приспособлений, применяемых для упрочнения алмазным выглаживанием, выявлено, что для алмазного выглаживания коренных и шатунных шеек коленчатого вала наиболее простым, доступным и эффективным является двухалмазное копирное приспособление рычажного типа с упругим силовым элементом в виде цилиндрической винтовой пружины, работающей на сжатие. Конструкция данного приспособления позволяет упрочнять не только цилиндрические поверхности, но и поверхности, имеющие конусный или криволинейный профиль. При этом сила выглаживания сохраняется постоянной. Данное обстоятельство заметно выделяет двухалмазное копирное приспособление среди других приспособлений для выглаживания. Постоянство силы выглаживания обеспечивается копирным устройством, входящим в состав приспособления. Диаметр детали при этом может изменяться до 1,5 раз. Это преимущество данного приспособления, при упрочнении шеек коленчатых

валов, позволяет обрабатывать не только сами коренные или шатунные шейки, но и часть галтелей, что существенно повышает ресурс коленчатых валов.

Двухалмазное копировальное приспособление предполагается устанавливать в резцедержатель суппорта токарно-винторезного станка 16К20. Выбор станка для проведения упрочнения производится с учётом технологической оснащённости центральной ремонтной мастерской. Данное приспособление можно устанавливать на различные типы станков (шлифовальные, токарно-винторезные), но крепление этого приспособления проще выполнить на суппорте токарно-винторезного станка. Кроме того данный станок должен быть оснащён центросместителями для обработки шатунных шеек коленчатого вала. В мастерской имеются два различных токарно-винторезных станка 16К20 и 1М63, но коленчатый вал 511-1005015-20 имеет небольшие габариты и его возможно обрабатывать на станке 16К20.

При проектировании двухалмазного копирного приспособления необходимо учесть, что его габариты должны быть такими, чтобы обеспечить беспрепятственное вращение коленчатого вала, то есть приспособление по ширине должно уместиться в пространстве между щёками и противовесами коленчатого вала.

Схема конструкции приспособления и принцип его работы. Приспособление состоит из корпуса 1 (рисунки 2 и 3), имеющего вертикальные окна 2 для подвижных осей 3, несущих рычаги 4, на одних концах которых установлены деформирующие элементы 5, а другие концы взаимодействуют с силовой пружиной 6 через оси 7 и толкатели 8 и 9. На переднем конце штока 10 размещён копирный ролик 11, а задний конец упирается в пружину 12, установленную в корпусе 1. В средней части штока 10 выполнены копирные пазы 13 и тяги 14, которые установлены на осях 3 и связаны с копирными пазами 13 штока 10 через оси 15. Пружина 6 установлена на стакане 16, по наружной резьбовой поверхности которого может свободно перемещаться гайка 17. Стакан 16 с двух сторон имеет пазы 18, в которых установлен штифт 19, связанный с упором 20. Заданную силу выглаживания создают за счёт поджатия пружины 6 путём вращения гайки 17, при этом упор 20 перемещается поступательно по оси пружины 6.

Рис. 2 Схема приспособления.

Копирные пазы 13 и тяги 14 расположены симметрично со стороны каждого кронштейна. Каждая тяга 14 имеет отверстия под оси 3 и 15, а на свободном конце она снабжена пазом 21, в котором перемещается ось 3 противоположной тяги. Сила выглаживания, создаваемая пружиной 6, пропорциональна длине плеч рычагов. Эта сила остаётся неизменной при обработке поверхности 22 изменяющегося диаметра, так как пропорционально изменению диаметра перемещаются шток 10 и связанные с ним подвижные оси 3. Расстояние между осями 7 и соотношение плеч рычагов 4 остаются неизменными, при этом рычаги 4 поворачиваются относительно осей 7.

Рис. 3 Схема приспособления, (вид сверху).

Порядок работы: 1. Коленчатый вал устанавливают в центросместители токарно-винторезного станка 16К20: а) при упрочнении шатунных шеек, коленчатый вал устанавливают в центросместители так, чтобы оси двух шеек, подлежащих обработке, совпали с осью вращения шпинделя (т.е. смещают центр на радиус кривошипа); б) при упрочнении коренных шеек, коленчатый вал устанавливают в центросместители без центросмещения.

2. Устанавливают приспособление в резцедержатель токарно-винторезного станка и настраивают приспособление с помощью гайки 17 на заданную силу выглаживания и диаметр обрабатываемой детали. Копирное устройство позволяет не перенастраивать пружину 6 при обработке коренных и шатунных шеек, а работать с постоянной настройкой на диаметр 60 мм для шатунных шеек. Оптимальные режимы выглаживания выбираются по таблице 1.

Таблица 1

Выбор оптимальных режимов выглаживания.

Твёрдость обрабатываемого материала	Исходный параметр шероховатости, Ra, мкм	Радиус алмаза, мм	Режимы обработки			Полученный параметр шероховатости, Ra, мкм
			P, Н	S, мм/об	V, м/мин	
От HRC 30 до HRC 50	0,63	1,5...2,0	120...150	0,03...0,05	50...100	0,16
	0,32		120...150			0,04...0,08
	0,16		100...120			0,02...0,04

3. При помощи продольной подачи тележки, на которой смонтирован суппорт, а затем при помощи продольной и поперечной подачи суппорта, приспособление подводят к обрабатываемой шейке до соприкосновения с её поверхностью деформирующих элементов (алмазов) 5 и копирного ролика 11.

4. Включают вращение детали и подачу. Шейку обрабатывают в направлении от отверстия масляного канала к галтели с заходом на галтель. Затем аналогично обрабатывается вторая половина шейки. В результате такой обработки остаётся не упрочнённая полоса, равная по ширине диаметру отверстия масляного канала, что не оказывает заметного отрицательного влияния на долговечность коленчатого вала в целом. При работе приспособления копирный ролик 11 катится по

обрабатываемой поверхности в одной плоскости с деформирующими элементами 5. При увеличении диаметра (при заходе на галтель) под действием копиного ролика 11 шток 10 перемещается и перемещает кинематически связанные с ним подвижные оси 3, на которых установлены рычаги 4. Поворачиваясь на некоторый угол относительно осей 7, рычаги 4 занимают новое положение. При этом сила выглаживания сохраняется.

5. Аналогично обрабатываются все остальные коренные и шатунные шейки коленчатого вала.

Расчёт элементов конструкции приспособления. Расчёт фактической силы, необходимой для создания требуемой силы выглаживания. Сила выглаживания создаётся силовой пружиной и передаётся с помощью рычажного механизма на деформирующие элементы.

Рис. 4 Расчётная схема.

Сила F в Н, которую должна обеспечивать пружина для данной схемы рычажного механизма, находится из выражения

$$F = P_{\text{в}} \cdot l_2 / (l_1 \cdot \eta), \quad (1)$$

где $P_{\text{в}} = 140$ Н – необходимая сила выглаживания; l_1 и l_2 – плечи сил относительно оси вращения рычагов, мм; η – КПД механизма, учитывающий потери на трение в опоре рычага, $\eta = 0,85$.

$$F = 140 \cdot 230 / (210 \cdot 0,85) = 180,4 \text{ Н}$$

Расчёт силовой пружины для обеспечения заданного давления алмазов на обрабатываемую поверхность. Силовая пружина работает на сжатие. Пружина через толкатели и рычаги воздействует на обрабатываемую поверхность и создаёт необходимую силу выглаживания 140 Н.

Рис. 5 Схема к расчёту силовой пружины.

Так как пружина должна воздействовать на оба рычага с одинаковой силой $F = 180,4$ Н, то сила рабочей деформации пружины F_1 равна $F_1 = 2 \cdot 180,4 = 360,8$ Н.

Рабочий ход пружины $h = 35$ мм. Силовая пружина по конструкции представляет собой винтовую цилиндрическую одножильную пружину. Изготовление пружины предусматривается из пружинной стальной проволоки 1-го класса по ГОСТ 9389-85. Допускаемое напряжение для данной проволоки (при ориентировочном диаметре проволоки 2...4 мм) $[\tau] = 600$ МПа.

Основные геометрические параметры пружины:

d - диаметр проволоки; D_n и D - наружный и средний диаметры пружины;
 $c = D / d$ - индекс пружины; t - шаг пружины; α - угол подъёма витков;
 L_o - длина развёрнутой пружины.

Податливость пружины прямо пропорциональна её индексу c . Обычно принимают $c = 4 \dots 12$. Принимаем $c=6$, ориентируясь на диаметр проволоки $2 \dots 4$ мм.

Значение коэффициента влияния на напряжение кривизны витков и поперечной силы принимаем в зависимости от индекса пружины. При $c = 6$ $k = 1,24$.

Диаметр проволоки пружины

$$d = 1,6 \sqrt{k \cdot c \cdot F / [\tau]}, \text{ мм} \quad (2)$$

В данном случае сила F представляет собой силу при максимальной (допускаемой) деформации пружины F_2 .

$$F_2 = (1,05 \dots 1,66) \cdot F_{1,H} \quad (3)$$

$$F_2 = (1,05 \dots 1,66) \cdot 360,8 = 379 \dots 600 \text{ Н}$$

Принимаем $F_2 = 400 \text{ Н}$. $d = 1,6 \cdot \sqrt{1,24 \cdot 6 \cdot 400 / 600} = 3,56 \text{ мм}$

В соответствии с ГОСТ 9389-85 окончательно принимаем $d=3,60$ мм. Средний диаметр D пружины и наружный диаметр D_n определяются по формулам:

$$D = c \cdot d, \text{ мм} \quad (4)$$

и

$$D_n = D + d, \text{ мм} \quad (5)$$

$$D = 6 \cdot 3,6 = 21,6 \text{ мм.}$$

$$D_n = 21,6 + 3,6 = 25,2 \text{ мм}$$

Жёсткость пружины:

$$C = F_1 / h, \text{ Н/мм} \quad (6)$$

$$C = 360,8 / 35 = 10,3 \text{ Н/мм}$$

Жёсткость одного витка пружины:

$$C_1 = G \cdot d / (8 \cdot c^3), \text{ Н/мм} \quad (7)$$

где G - модуль сдвига материала проволоки пружины, для стали $G = 80000 \text{ МПа}$

$$C_1 = 80000 \cdot 3,6 / (8 \cdot 6^3) = 167 \text{ Н/мм}$$

Число рабочих витков пружины:

$$n = C_1 / C \quad (8)$$

$$n = 167 / 10,3 = 16$$

Полное число витков:

$$n_1 = n + n_2, \quad (9)$$

где $n_2 = 2$ - число опорных витков

$$n_1 = 16 + 2 = 18$$

Деформация пружины (общая формула):

$$\lambda = F / C, \text{ мм} \quad (10)$$

Максимальная деформация:

$$\lambda_2 = 400 / 10,3 = 38,8 \text{ мм}$$

Рабочая деформация:

$$\lambda_1 = 360,8 / 10,3 = 35 \text{ мм}$$

Максимальная деформация одного витка пружины:

$$\lambda_2' = \lambda_2 / n, \text{ мм} \quad (11)$$

$$\lambda_2' = 38,8 / 16 = 2,43 \text{ мм}$$

Шаг пружины в ненагруженном состоянии:

$$t = \lambda_2' + d, \text{ мм} \quad (12)$$

$$t = 2,43 + 3,6 = 6,03 \text{ мм}$$

Высота пружины при максимальной деформации:

$$L_2 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d, \text{ мм} \quad (13)$$

где n_3 – число зашлифованных витков, $n_3 = 2$.

$$L_2 = (18 + 1 - 2) \cdot 3,6 = 61,2 \text{ мм}$$

Высота пружины в мм в свободном состоянии:

$$L_0 = L_2 + \lambda_2, \quad (14)$$

$$L_0 = 61,2 + 38,8 = 100,0 \text{ мм}$$

Высота пружины в рабочем состоянии:

$$L_1 = L_2 + \lambda_1, \text{ мм} \quad (15)$$

$$L_1 = 61,2 + 35 = 96,2 \text{ мм}$$

Длина развёрнутой пружины:

$$L \approx 3,2 \cdot D_o \cdot n_1, \text{ мм} \quad (16)$$

$$L \approx 3,2 \cdot 18 \cdot 18 = 1037 \text{ мм}$$

В процессе работы приспособления, силовая пружина 6 (рисунок 2) опирается одним своим концом на упор 20, который, в свою очередь, закреплён на штифте 19. Соответственно вся нагрузка от пружины передаётся на него, так как штифт жёстко связан с гайкой 17. Данную деталь необходимо рассчитать на статическую прочность при действии изгибающей нагрузки. Расчётная схема представлена на рисунке 6.

Рис. 6 Схема и эпюры к расчёту опорного штифта.

Рассчитываемый штифт можно рассматривать как свободно лежащую на двух опорах балку. На штифт действует нагрузка от пружины $F = 400 \text{ Н}$ распределенная при помощи упора по длине 26 мм. Для определения диаметра штифта необходимо определить максимальный изгибающий момент, для чего строятся эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (рисунок 6).

1-й участок $0 \leq X_1 \leq 9 \text{ мм}$: $Q_{X1} = R_A = 200 \text{ Н} = \text{const}$, т.к. нет текущей координаты

$$M_{X2} = R_A \cdot X_1; \text{ при } X_1 = 0, M_X = 0; \text{ при } X_1 = 9 \text{ мм. } M_X = 200 \cdot 9 = 1800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$2\text{-й участок } 0 \leq X_2 \leq 26 \text{ мм. } Q_{X2} = R_A - q \cdot X_2; \text{ при } X_2 = 0, Q_{X2} = 200 \text{ Н}$$

$$\text{при } X_2 = 26 \text{ мм. } Q_{X2} = 200 - 15,4 \cdot 26 = -200 \text{ Н}$$

$$M_{X2} = R_A \cdot (9 + X_2) - q \cdot X_2^2 / 2; \text{ при } X_2 = 0 M_{X2} = 1800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\text{при } X_2 = 26 \text{ мм } M_{X2} = 1800 \text{ Н} \cdot \text{мм. при } X_2 = X_0 = 13 \text{ мм } M_{X2} = 3100 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$3\text{-й участок } 0 \leq X_3 \leq 9 \text{ мм. } Q_{X3} = -R_B = -200 \text{ Н} = \text{const.}$$

$$M_{X3} = R_B \cdot X_3; \text{ при } X_3 = 0, M_{X3} = 0. \text{ при } X_3 = 9 \text{ мм } M_{X3} = 1800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

В результате построения эпюр изгибающих моментов и поперечных сил выявлено, что опасное сечение штифта находится посередине между точками опоры, в этом месте действует максимальный изгибающий момент, составляющий $M_{\text{max}} = 3100$

Н·мм. По этому значению рассчитывается диаметр круглого сечения штифта исходя из условия прочности, которое имеет вид

$$\sigma_u = M / (0,1 \cdot d^3) \leq [\sigma_u] \quad (17)$$

где σ_u - расчётное напряжение изгиба в опасном сечении штифта, МПа;

$[\sigma_u]$ - допускаемое напряжение на изгиб, МПа, для стали 45 $[\sigma_u]=150$ МПа;

M - изгибающий момент в опасном сечении штифта, Н·мм; $0,1 \cdot d^3$ - момент сопротивления изгибу круглого сечения, мм³; d - диаметр штифта, мм

Из выражения (17):

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot M / [\sigma_u]}, \text{ мм} \quad (18)$$
$$d = \sqrt[3]{10 \cdot 3100 / 150} = 5,9 \text{ мм}$$

Окончательно подбираем диаметр штифта по ГОСТ 3128-70. Подходит штифт диаметром 6 мм и длиной 50 мм: ШТИФТ 6 h11x50 ГОСТ 3128-70.

Рычаги служат для передачи усилия от силовой пружины к деформирующим элементам (алмазам), которые установлены на концах рычагов. Рычаг представляет собой балку прямоугольного сечения. Со стороны обрабатываемой поверхности на рычаг действует сила её реакции 140Н, со стороны пружины сила $F=153,3$ Н. Эти силы изгибают балку относительно её опоры (оси), для чего были произведены необходимые расчеты. Исходя из произведенных прочностных расчётов рычага, возможно проектирование данной детали, учитывая при этом конструктивные особенности рассчитываемого приспособления. Оба рычага имеют одинаковую конструкцию. На подвижные оси действует нагрузка перпендикулярная оси и равная 293,3Н. В данном случае расчеты оси срез показали, что для обеспечения работоспособности данного соединения диаметр оси должен быть не меньше 2,2 мм. Принимаем $d = 2,5$ мм. Прочностные расчеты проводились на срез и смятие резьбы, так как расчёт её на изгиб по формулам сопротивления материалов весьма условен. По результатам расчетов конструктивно выбран диаметр стакана 36 мм, соответственно резьба на нём М36 и вполне отвечает нашим прочностным требованиям.

Выводы.

В результате обработки этим приспособлением, для упрочнения поверхностного слоя шеек коленчатого вала алмазным выглаживанием, в несколько раз повышается долговечность обрабатываемых деталей. Наиболее эффективным в данном случае является применение двухалмазного копировального приспособления. Произведенные расчёты основных деталей и сопряжений данного приспособления отвечают прочностным требованиям.

Conclusions.

As a result of processing with this device, for strengthening the surface layer of the crankshaft necks by diamond smoothing, the durability of the processed parts increases several times. The most effective in this case is the use of a two-diamond copying device. The calculations of the main parts and interfaces of this device meet the strength requirements.

1. Севрюгина Н.С., Прохорова Е.В., Дикевич А.В. Моделирование нештатных ситуации при оценке надежности спецтехники. Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2012. № 57. С. 90-96.
2. Тойгамбаев С.К., Евграфов В.А. Определение трудоемкости диагностирования автомобилей./ж. Естественные и технические науки. № 12 (138).М.: -2019.74с.
3. Тойгамбаев С.К. Испытания двигателей на специальных стендах. ж. Актуальные проблемы современной науки № 5, (84) 2015. г. Москва.
4. Шнырев А.П., Тойгамбаев С.К. Устройство для восстановления бронзовых втулок. В сборнике: Природоохранное обустройство территорий. Материалы научно-технической конференции. 2002. С. 153-154.
5. Тойгамбаев С.К. Восстановление кулачкового вала ТНВД методом плазменного напыления. Актуальные проблемы современной науки. № 3 (59), 2011. г. Москва

6. Спирягин В.В., Панкин Д.А., Ерофеев М.Н., Медеяев И.А., Масюков М.В., Апатенко А.С. Технология ремонта и восстановления трубок теплообменного оборудования. Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2019. № 3. С. 11-15.
 7. Тойгамбаев С.К., Усов Н.И. Некоторые способы повышения надежности гидросистем транспортных и технологических машин. Сборник: Роль природообустройства сельских территорий в обеспечении устойчивого развития АПК. Материалы международной научно-практической конференции. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации, ФГОУ ВПО Московский государственный университет природообустройства. 2007. С. 225-226.
 8. Тоигамбаев С.К. Повышение долговечности деталей сельскохозяйственных и мелиоративных машин при применении процесса термоциклической диффузионной металлизации. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Российский государственный аграрный университет-Московская сельскохозяйственная академия им. К.А. Тимирязева. Москва, 2000.
-