

## Расчетно-экспериментальное исследование прочности композитного приводного вала с учетом технологических особенностей изготовления

# 12, декабрь 2016

Еремин Г. П.<sup>1,\*</sup>, Больших А. А.<sup>1</sup>

УДК: 62-233.147

<sup>1</sup>Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

\*[eremingeorgy@mail.ru](mailto:eremingeorgy@mail.ru)

### Введение

В настоящее время композитные материалы получили широкое распространение в качестве конструкционных материалов в узлах и агрегатах автомобиля. В частности, применение современных композитных материалов в элементах трансмиссии автомобиля, таких как полуоси или приводные валы, позволяет существенно улучшить характеристики колёсной машины: снизить полную и неподрессоренную массу, уменьшить момент инерции трансмиссии. Из современных композитных материалов можно выделить полимерные композитные материалы, имеющие в качестве армирующего элемента углеродные волокна, обладающие малой плотностью, и наилучшим образом сочетающие высокий уровень прочностных свойств с технологичностью изготовления изделия. В статье приведены результаты исследований, целью которых является уменьшение неподрессоренной массы, момента инерции трансмиссии и сохранение необходимой прочности приводных валов гоночного автомобиля класса «Формула студент» за счет применения углепластиковых элементов в их конструкции.

Наибольшее распространение при изготовлении приводных валов в автомобилях класса «Формула студент» получили четыре конструкционных материала, показанных на рис.1.

Приводные валы, изготовленные из стали, имеют наибольшее распространение. Стальные валы более надежны чем композитные, имеют минимальную цену и просты в производстве, но обладают наибольшей массой. Так как в гоночных автомобилях масса является важным фактором, влияющим на динамику колёсной машины, необходимо по возможности уменьшать массу автомобиля и снижать момент инерции трансмиссии. Валы, изготовленные из титана, имеют наибольшую стоимость и сложны в производстве из-за необходимости применения сложных технологий, таких как сварка трением, при изготовлении изделия. Изделия из стеклопластика имеют низкую удельную прочность по сравнению с изделиями из углепластика. Применение углепластика в конструкции приводного вала позволяет снизить массу изделия на 15% по сравнению со аналогом из стали.

Таким образом, для максимального снижения массы приводного вала при сохранении его работоспособности было принято решение об изготовлении конструкции углепластикового приводного вала с титановыми шлицевыми наконечниками.



*а)*



*б)*



*в)*



*г)*

**Рис.1.** Различные материалы, используемые в конструкциях приводных валов:  
*а)* сталь, *б)* титан, *в)* стекловолокно, *г)* углепластик

### **Расчетный метод определения напряженно-деформированного состояния вала**

В рамках работы предлагается конструкция приводного вала, состоящего из двух наконечников из титанового сплава, механически соединённых при помощи углепластикового трубчатого элемента. На наконечниках имеются шлицы, на которые устанавливаются триподы. Фиксация триподов на шлицах обеспечивается при помощи двух стопорных шайб, общий вид композитного вала представлен на рис.2.



**Рис. 2.** Общий вид композитного приводного вала

Наконечники позиционируются друг относительно друга при помощи тонкостенной технологической композитной трубки необходимой длины, которую клеят на специальные буртики на наконечниках. Далее производится намотка углеволокна на заготовку [1]. Волокно ложится на участок наконечника, имеющий иглы, которые материал огибает и тем самым обеспечивает механическое соединение металла и композита, обеспечивающее высокую прочность соединения [2].

Определение напряженно-деформированного состояния приводного вала, изготовленного из композитного материала, является нетривиальной задачей, связанной с учётом анизотропии свойств армированного пластика. Основные сложности возникают в следствии учета особенностей структуры материала, таких как направление армирования и количество слоев армирующего материала.

Предельные моменты, действующие на приводные валы, возникают при трогании с места и торможении двигателем. Случай, трогания с места при максимальном моменте, реализуемым по сцеплению, является наиболее опасным. В гоночных автомобилях, при использовании спортивной резины, коэффициент сцепления может достигать 1.7-1.8, в расчетах момента максимально реализованного по сцеплению принимается 1.7.

$$M_{\text{сц}} = r_{\text{к}} \cdot k_{\text{бл}} \cdot \varphi \cdot M \cdot g \cdot 0.7 = 1140 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $M=270$  кг – полная масса автомобиля;  $r_{\text{к}}=0.261$ м – радиус качения;  $k_{\text{бл}}=1.25$  – коэффициент блокировки дифференциала;  $\varphi=1.7$  – коэффициент сцепления;  $M_{\text{сц}}$  – максимальный момент, реализуемый по сцеплению [3].

Для оценки работоспособности конструкции под действием предельных нагрузок предлагается использовать программный комплекс ANSYS Workbench, со встроенным модулем CompositePrePost, используемым для подготовки конечно-элементной модели с учетом анизотропных свойств армированных материалов.

В рамках исследования создается объемная конечно-элементная имитационная модель приводного вала, изображенная на рис.3, которая состоит из 11611 оболочных конечных элементов. Титановые элементы наконечника вала, вместе с иглами выполнены объемными конечными элементами [4].

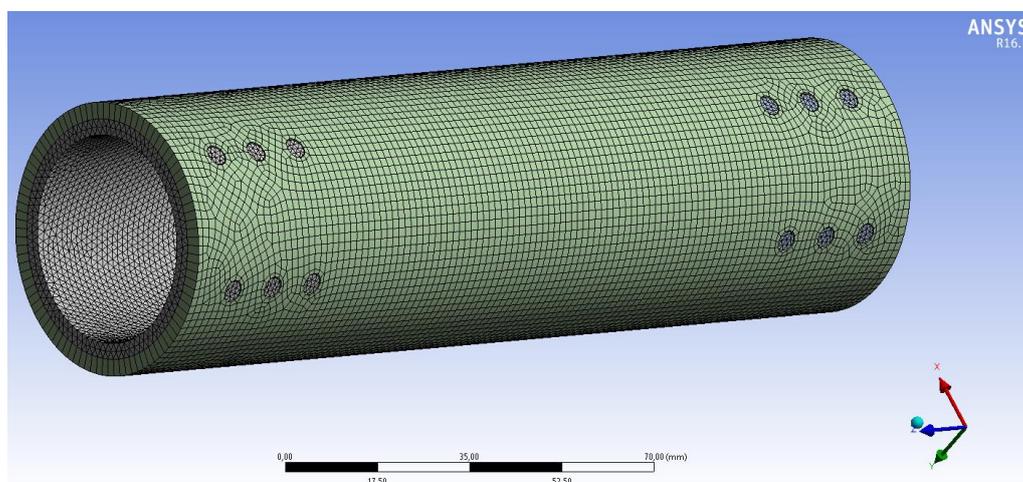


Рис. 3. КЭ модель приводного вала

Определение напряженно-деформированного состояния в модуле ANSYS CompositePrePost проводится в несколько этапов. На первом этапе идет подготовка к расчету модели титановых элементов, создается конечно-элементная модель, задаются граничные условия и прикладываются силовые.

На втором этапе задаются такие параметры углепластика, как направление армирования композита и количество армированных слоев. На третьем этапе проводится определение напряженно-деформированного состояния и определение значений критериев разрушения [5].

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Orthotropic Elasticity				
3	Young's Modulus X direction	1,2E+11	Pa		
4	Young's Modulus Y direction	7,5E+09	Pa		
5	Young's Modulus Z direction	7,5E+09	Pa		
6	Poisson's Ratio XY	0,25			
7	Poisson's Ratio YZ	0,4			
8	Poisson's Ratio XZ	0,25			
9	Shear Modulus XY	4,5E+09	Pa		
10	Shear Modulus YZ	2,8E+09	Pa		
11	Shear Modulus XZ	4,5E+09	Pa		

Рис. 4. Окно ввода параметров углепластика Ansys CompositePrePost

В диалоговом окне, показанном на рис. 4, задаются параметры материала, такие как: модули упругости, коэффициенты Пуассона и модули сдвига в трех ортогональных направлениях. Далее задается количество слоев и направление армирования композита, слои предпочтительно чередовать с углом намотки  $+54^\circ$  и  $-54^\circ$  [6].

Для корректной оценки прочности приводного вала из композиционного материала необходимо использовать критерии разрушения, учитывающие анизотропные свойства и характер разрушения композита. ANSYS CompositePrePost позволяет проводить оценку прочности изделия с учётом одновременного анализа нескольких критериев разрушения композиционного материала. К этим критериям относятся критерий максимальной деформации, критерий максимальных напряжений, критерий Цая-Хилла, критерий Пака и другие критерии [7]. В каждом слое композита проводится оценка прочности по перечисленным критериям. На основе этой оценки определяются слои, в которых с наибольшей вероятностью может начаться разрушение материала и выявляются области в которых значения одного или нескольких критериев достигают максимума [8].

На рис. 5 приведён наиболее нагруженный слой композиционного материала. Максимальные напряжения сконцентрированы в максимально отдалённом от края композитной трубы ряду игл. В этой же области фиксируются максимальные значения критериев разрушения. В локальных зонах отдельных слоев может происходить разрушение материала, но такие зоны пренебрежимо малы и находятся лишь в некоторых слоях и не влияют на работоспособность, следовательно, можно сделать выводы о достаточной прочности композитной части изделия [9].

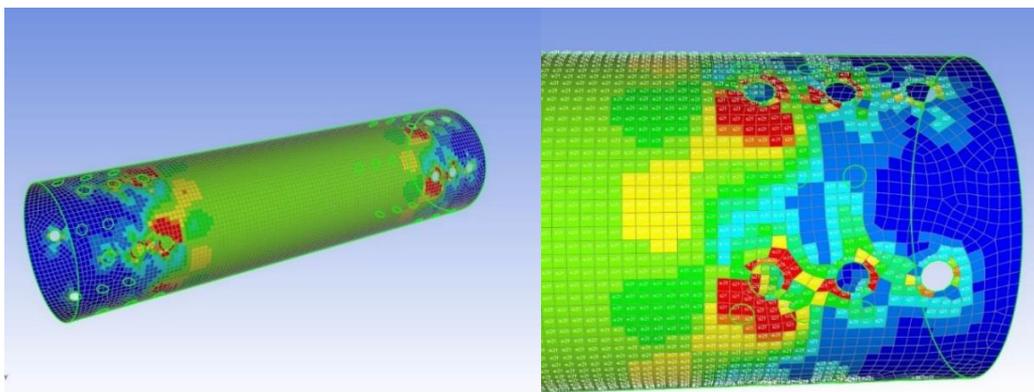


Рис. 5. Результат нагружения крутящим моментом

Конечно-элементная модель и расчетная схема наконечника с иглами представлены на рис.6. С целью уменьшения времени расчета был воспроизведен только небольшой участок титанового элемента с иглами. Момент следует распределять равномерно по всем отверстиям и иглам [10].

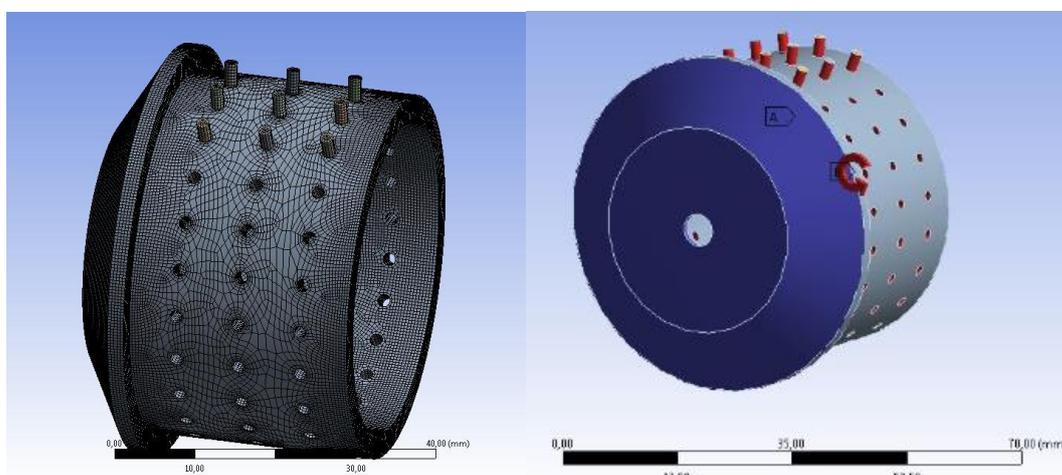


Рис. 6. КЭМ и расчетная схема наконечника приводного вала

Результат расчета представлен на рис.7.

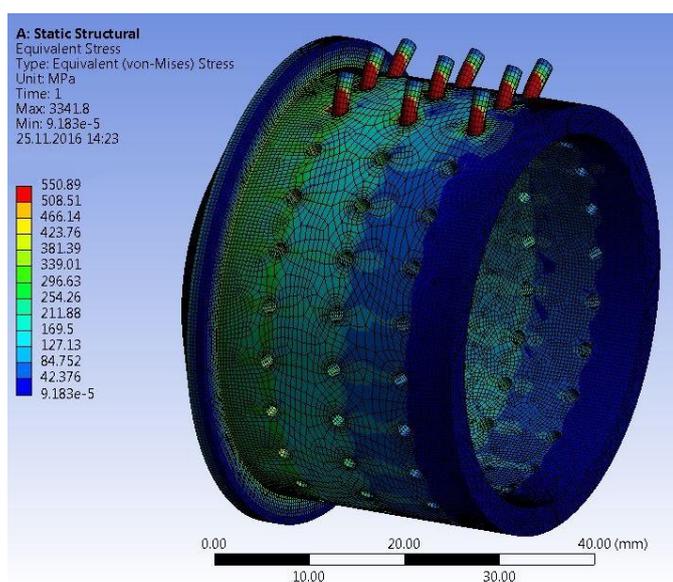


Рис. 7. Результат расчета игл на смятие

В результате данного расчета фиксируются высокие контактные напряжения у основания игл. Это частично объясняется тем, что в расчёте не учтена адгезия углеродного волокна и наконечника вала, возникающая при намотке углеволокна на заготовку и, соответственно, перераспределение нагрузки на иглы.

По результатам расчетов конструкции под действием предельных нагрузок в модуле ANSYS CompositePrePost можно сделать выводы о работоспособности конструкции композитных приводных валов.

### Экспериментальное исследование прочности вала

Следующей частью работы является проведение лабораторных испытаний опытного образца приводного вала. На первом этапе была создана твердотельная модель станда, представленная на рис. 8.

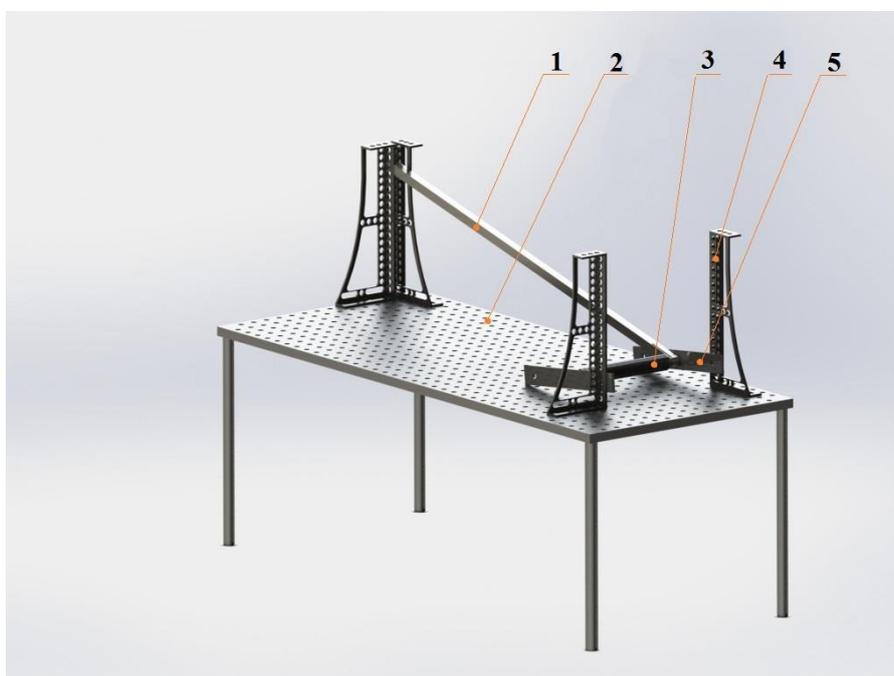


Рис. 8. Модель станда для испытаний

На сварочный стол 2 при помощи болтового соединения крепится угловое приспособление 4, на которое, в свою очередь, устанавливается пластина 5. Приводной вал с одной стороны жёстко зафиксирован, с другой, в месте крепления рычага 1 имеет возможность вращения относительно пластины 5.

Приводной композитный вал испытывается на кручение при воздействии на плечо усилия, приложенного с помощью стяжного устройства 3. Величина нагрузки фиксируется тензодатчиком 1. Величина крутящего момента рассчитывается, как произведение усилия, фиксируемого тензодатчиком на длину плеча. Величина углового перемещения измеряется при помощи индикаторной головки часового типа 2 и рычага, поджимающего головку датчика. Разрушение изделия происходит в области шлицов на титановом наконечнике композитного вала при достижении крутящим моментом значения 1179 Н·м (рис.9).



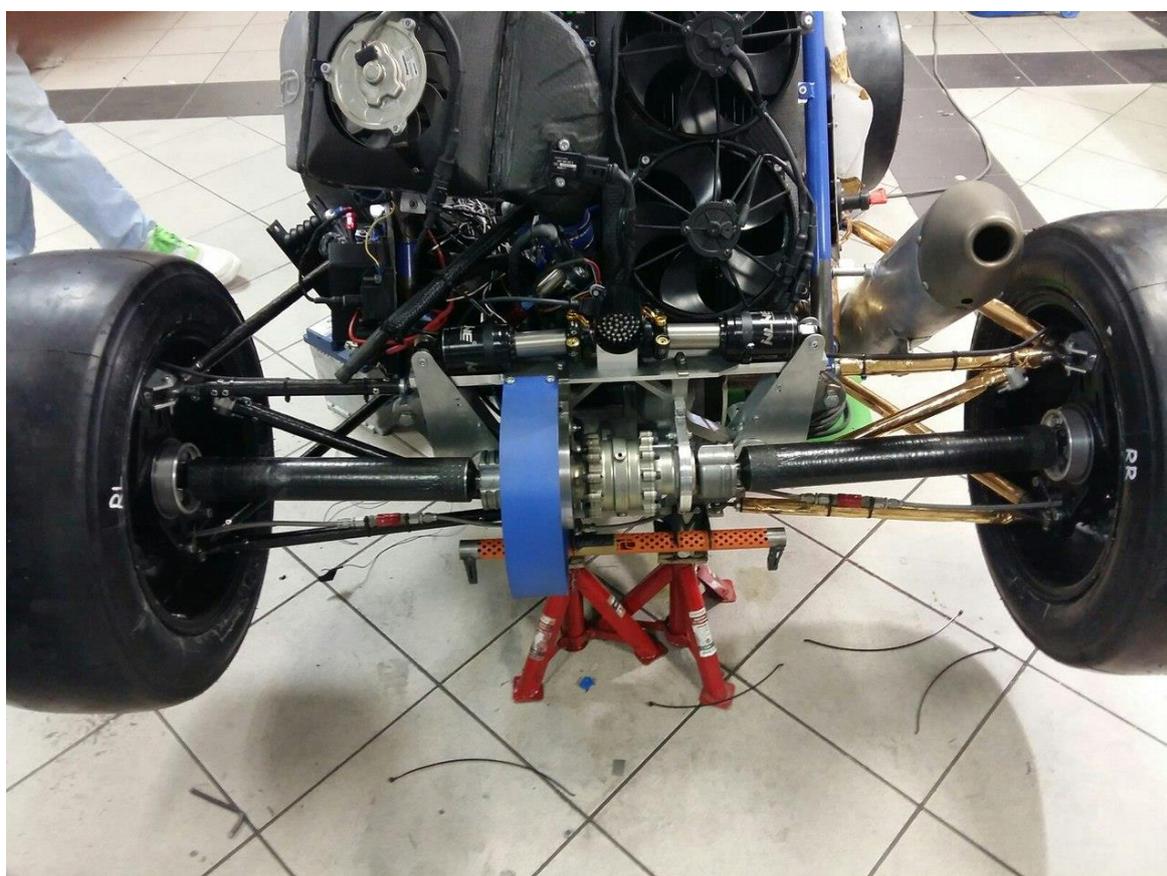
**Рис. 9.** Стенд для испытаний:

*1* – тензодатчик, *2* – индикаторная головка часового типа (для измерения деформации),  
*3* – стягивающее устройство



**Рис.10.** Разрушение изделия в области шлицов

Данная конструкция композитных приводных валов по результатам испытаний выдерживает больший момент на кручение, чем расчетный, поэтому принято решение об изготовлении валов и установлении их на автомобиль класса «Формула студент» для проведения натурных испытаний.



**Рис. 11.** Автомобиль класса «Формула студент» с установленными композитными приводными валами

В результате анализа данных телеметрии установлено, что при натурных испытаниях автомобиль эксплуатировался при различных режимах, таких как трогание с места, торможение двигателем, движение в установившемся повороте движение с резкими ускорениями и торможениями. В процессе эксплуатации не возникало никаких внешних дефектов ни на шлицах, ни в области крепления титанового наконечника и композитной трубы ни на самой композитной трубе. При пробеге порядка 30 км, произошло одновременное разрушение всех игл крепления титанового наконечника (рис.12).



Рис. 12. Разрушенные композитного приводного вала

При этом, в процессе эксплуатации изделий, не возникало нагрузок, превышающих 60% от расчётных, следовательно, основной причиной разрушения данной конструкции является усталостное разрушение игл. Усталостное разрушение могло возникнуть из-за динамических нагрузок, вызванных неуравновешенной работой двигателя. На исследуемом автомобиле установлен одноцилиндровый двигатель мотоцикла Yamaha WR450f. Двигатели данного типа имеют высокие амплитуды крутильных колебаний системы двигатель-трансмиссия-колесо. Причиной *неуравновешенности двигателя* являются силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и их моменты, периодически изменяющиеся по величине и направлению. В следствии неуравновешенности двигателя возникает неравномерность передаваемого крутящего момента, вызывающая высокие циклические динамические нагрузки на элементы соединения углепластика и титанового сплава, приводящие к быстрому росту усталостных трещин в соединительных элементах и значительно снижающие ресурс изделия. Для повышения ресурса приводных валов, изготовленных по описанной методике следует снижать концентрацию напряжений в элементах соединения металла и композита, а также использовать материалы с более высоким пределом выносливости.

## Заключение

В результате проделанной расчетно-экспериментальной работы была оценена работоспособность конструкции приводного вала на основе углепластика и разработана технология его изготовления. Оценка прочности разрабатываемого изделия проводилась с учётом анизотропии свойств углепластика в модуле ANSYS CompositePrePost на основе таких критериев, как критерий максимальной деформации, критерий максимальных напряжений, критерий Цая-Хилла, критерий Пака. С использованием предложенной технологии были изготовлены опытные образцы приводных валов. Проведены лабораторные и натурные испытания изделий. В результате натурных испытаний произошло разрушение композитного приводного вала. Анализ результатов лабораторных и натурных испытаний позволяет сделать вывод об усталостном характере разрушения элементов соединения металлических и углепластиковых деталей конструкции. Следующим этапом исследования может являться изучение и анализ влияния неуравновешенности крутильных колебаний двигателя на надежность композитных приводных валов и накопление в них усталостных трещин, а также дальнейшая проработка и улучшение конструкции приводного вала.

## Список литературы

- [1]. Афанасьев Б.А., Даштиев И.З. Проектирование элементов автомобиля из полимерных композиционных материалов: учеб. пособие / Под ред. Б.А. Афанасьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2006. 92 с.
- [2]. Васильев В. В. Механика конструкций из композиционных материалов. М.: Машиностроение. 1988. 264 с.
- [3]. Афанасьев Б.А., Гладов Г.И., Белоусов Б.Н., Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Учеб. для вузов. Т.1. / Под общ. редакцией д-ра техн. наук, проф. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана. 2008. 496 с.
- [4]. Gumjadi S., Kumar A.J. Optimum design and analysis of a composite drive shaft for an automobile. Master's degree thesis. Department of Mechanical Engineering, Belknap Institute of Technology, Karlskrona, Sweden. 2007. 72 p.
- [5]. ANSYS Theory Reference Release 5.7 / Edited by Peter Kohnke. Cononsburg, PA: SAS IP. Inc. 2001. 1126 p.
- [6]. Васильев В.В., Протасов В.Д., Болотин В.В., Алфутов Н.А., Бейль А.И., Бунаков В.А., Дымков И.А., Ермоленко А.Ф., Жигун И.Г., Зиновьев П.А., Кинцис Т.Я., Клейменов В.В., Круклиньш А.А., Кульков А.А., Мануйлов В.Ф., Попов Б.Г., Портнов Г.Г., Сироткин О.С., Скудра А.М., Соловьев И.А., Тарнопольский Ю.М., Царахов К.С. Композиционные материалы: справочник / Под ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. М.: Машиностроение. 1990. 512 с.
- [7]. Kaw A.K. Mechanics of composite materials. 2nd. ed. Boca Raton (Florida): Taylor & Francis Group. 2006. 457 p.

- [8]. Pedro P. Camanho. Failure criteria for fibre-reinforced polymer composites. 2002. 13 p.  
Режим доступа: <http://paginas.fe.up.pt/~stpinho/teaching/feup/y0506/fcriteria.pdf> (дата обращения: 07.12.2016)
- [9]. Gebresilassie A. Design and analysis of composite drive shaft for rear-wheel drive engine. // International Journal of Scientific & Engineering Research. 2012. Vol. 3. Is. 5. 4 p.
- [10]. Jebakani D., Robert T. Paul. Particle swarm optimization for RBDO of composite drive shaft. // European Journal of Scientific Research. Academic Journal. 2011. Vol. 62. Is. 2. P. 294.
- [11]. Bhajantri V.S., Bajantri S.C., Shindolkar A.M., Amarapure S.S. Design and analysis of composite drive shaft. // IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. 2014. Vol. 03. Special Is. 03. P. 738-745.