



## Научная статья

DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-4-426-437

УДК 62-233.1

## Резервы совершенствования конструкций валов

**В.В. Кириловский**

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)

*Российская Федерация, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1*

Валы применяются практически во всех машинах и механизмах. В отличие от других деталей, разрушение валов происходит очень редко. Как предполагалось ранее, это связано с высоким уровнем совершенства методики их расчета и проектирования. В статье проанализированы особенности трех традиционных методик проектирования валов и показано, что при их применении валы не разрушаются по причине существенного (до 27 и более раз) завышения диаметров всех характерных участков в сравнении с размерами, достаточными с точки зрения прочности вала. При этом площадь его поперечного сечения и, соответственно, масса могут быть завышены более чем в 750 раз. Такое ничем не оправданное завышение диаметров и массы валов не может считаться показателем совершенства методик расчета и проектирования валов, но, с другой стороны, является важным резервом совершенствования их конструкций. В наибольшей степени это относится к механизмам, к которым предъявляются повышенные требования с точки зрения минимальных габаритов и массы. Для обеспечения этих требований необходимо предварительно спроектированную конструкцию в обязательном порядке проверить на жесткость, и по результатам расчета уменьшить в соответствующей степени диаметры всех ступеней. Этого правила следует придерживаться до разработки новой, корректной, научно обоснованной методики проектного расчета валов.

**Ключевые слова:** вал, проектный расчет вала, прочность вала, жесткость вала, разрушение вала

### Введение

Валы являются одними из наиболее часто встречающихся и наиболее ответственных деталей машин. Они применяются практически во всех машинах и механизмах. От их работоспособности во многом зависит работоспособность всей машины. Следует отметить, что валы редко выходят из строя, поэтому может сложиться впечатление, что методика их расчета доведена до совершенства. Однако это не совсем так. В настоящей работе мы рассмотрим данный вопрос более подробно.

Традиционная методика расчета валов включает два принципиальных этапа: проектный (или предварительный) и проверочный. Поскольку вал обычно имеет ступенчатую форму, на предварительном этапе определяют минимальный диаметр его ступенчатой конструкции. Таким участком вала чаще всего является

концевой участок, то есть участок, выступающий за габариты корпуса механизма и служащий для установки на него муфты или звена открытой передачи. Диаметры остальных участков вала имеют увеличенные значения, поскольку предназначены для установки удаленных от конца вала деталей — подшипников, зубчатых колес, уплотнений, дистанционных втулок и других деталей. Диаметры этих участков назначают конструктивно так, чтобы облегчить их сборку и обеспечить осевую фиксацию всех установленных на вал деталей.

Последующий проверочный этап включает в себя два вида расчетов — на статическую прочность и на выносливость. Данный этап называют проверочным, потому что расчетами проверяют конструкцию, спроектированную на предыдущем предварительном этапе.

### Цель исследования

Целью настоящего исследования является сравнение результатов определения диаметров выходного конца вала, полученных при проектном расчете по четырем различным методикам:

- методика 1 представляет собой условие прочности по III теории прочности при сложном нагружении [1];
- методика 2 основана на рекомендации источника [2] для быстроходного вала привода;
- методика 3 основана на рекомендации источника [2] для тихоходного вала;
- методика 4 рекомендована источником [3].

Введено упрощающее допущение: выходной конец вала имеет круглое сплошное поперечное сечение (без шпоночного паза).

### Методы исследования

Нагружение вала в общем случае носит сложный характер, сочетающий изгиб и кручение под действием внешних сил.

Особенность нагружения концевой части валов заключается в том, что этот участок испытывает изгиб под действием консольной силы, то есть силы, с которой муфта, соединяющая валы соседних агрегатов, воздействует на концевой участок.

При сложном нагружении расчет вала на статическую прочность ведут по эквивалентным напряжениям в момент пуска электродвигателя с учетом коэффициента перегрузки  $K_{\Pi}$ , который обычно равен  $K_{\Pi} = 2,2$ . Для упрощения вычислений, проводимых по методике 1, принимаем III теорию прочности. Тогда условие прочности для концевой части выражается формулой

$$\sigma_{\text{э}} = K_{\Pi} \frac{M_{\text{э}}}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma], \quad (1)$$

где  $\sigma_{\text{э}}$  — эквивалентные напряжения в среднем сечении выходного конца вала;  $M_{\text{э}}$  — эквивалентный момент в этом сечении; по III теории прочности  $M_{\text{э}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}$ ;

$M_{\Sigma}$  — суммарный изгибающий момент; на выходном конце  $M_{\Sigma} = 0$ . Следовательно, в среднем сечении выходного конца вала  $M_{\Sigma} = T$ . Далее,  $W_{И}$  — момент сопротивления изгибу рассматриваемого сечения,  $W_{И} = 0,1d_1^3$ ;  $d_1$  — диаметр выходного конца вала по условию прочности (то есть по методике 1);  $[\sigma]$  — допускаемые напряжения на растяжение для материала вала,  $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S_T}$ ;  $\sigma_T$  — предел текучести материала вала;  $S_T$  — коэффициент запаса. Принято считать  $\sigma_T = 2\tau_T$  и  $[\sigma] = 2[\tau]$ , ( $\tau_T$  и  $[\tau]$  — предел текучести и допускаемые напряжения при кручении). Подставляем значения в (1):

$$\sigma_{\Sigma} = 2,2 \frac{T}{0,1d_1^3} \leq 2[\tau]. \quad (2)$$

Из (2) определяем  $d_1$ :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2,2 T}{0,2[\tau]}}. \quad (3)$$

Выражение (3) представляет собой формулу для определения диаметра круглого стержня из условия прочности при кручении (с учетом перегрузки). Отсюда вытекает следующее. Несмотря на то, что вал испытывает сложное нагружение — изгиб с кручением, выходной конец можно рассчитывать только на кручение, если использовать III теорию прочности.

Теперь поясним суть методик 2, 3, 4.

В соответствии с методикой 2 диаметр выходного конца быстроходного вала определяют, используя выражение

$$d_2 = (7...8)\sqrt[3]{T}, \quad (4)$$

где  $d_2$  — диаметр выходного конца, определяемый по методике 2.

Диаметр  $d_3$  выходного конца по методике 3 определяют на основе рекомендации:

$$d_3 = (5...6)\sqrt[3]{T}. \quad (5)$$

При определении диаметра  $d_4$  выходного конца вала по методике 4 используют условие прочности при кручении, но допускаемые напряжения принимают пониженными:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]^*}}, \quad (6)$$

где  $[\tau]^*$  — пониженные допускаемые напряжения  $[\tau]^* = 15...30$  МПа.

Обычно валы изготавливают из материалов [2], у которых  $\tau_T = 150...660$  МПа. То есть реальные (не пониженные) допускаемые напряжения  $[\tau]$  должны быть  $[\tau] = \frac{\tau_T}{S_T} = (75...440)$  МПа ( $S_T = 1,5...2$  — коэффициент запаса прочности).

Для определения степени занижения  $[\tau]^*$  по сравнению с  $[\tau]$  подставим в отношение  $\frac{[\tau]}{[\tau]^*}$  предельные значения  $[\tau] = (75...440)$  и  $[\tau]^* = 15...30$ :

$$\frac{[\tau]}{[\tau]^*} = \frac{(75...440)}{(15...30)} = 2,5...29,3, \quad (7)$$

то есть  $[\tau]^*$  занижены в 2,5...29,3 раз.

Выведем рекомендации, по которым можно определить диаметр  $d_1$  выходного конца вала при использовании методики 1 (по аналогии с рекомендациями (4) и (5)). Для этого подставим в (3) значения  $[\tau] = 75...440$ :

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2,2T}{0,2 \cdot (75...440)}} = (0,292...0,528) \sqrt[3]{T}.$$

Для вывода рекомендаций, по которым можно определить диаметр  $d_4$  выходного конца вала при использовании методики 4 [по аналогии с рекомендациями (4) и (5)], подставим в (6) значения  $[\tau]^* = 15...30$ :

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot (15...30)}} = (0,55...0,69) \cdot \sqrt[3]{T}.$$

Таким образом, имеем четыре варианта рекомендаций для определения диаметра выходного конца вала на этапе его проектного расчета.

По методике 1:  $d_1 = (0,292...0,528) \sqrt[3]{T}. \quad (8)$

По методике 2:  $d_2 = (7...8) \sqrt[3]{T}. \quad (9)$

По методике 3:  $d_3 = (5...6) \sqrt[3]{T}. \quad (10)$

По методике 4:  $d_4 = (0,55...0,69) \cdot \sqrt[3]{T}. \quad (11)$

### Результаты

Определим, какой результат будет получен при выполнении проектного расчета по методике 2. Будет ли превышен диаметр  $d_2$  выходного конца вала по сравнению с диаметром  $d_1$ , определяемым из условия прочности (методика 1)? Для этого выразим отношение  $\frac{d_2}{d_1}$ , подставив в него (9) и (8). После преобразований получим:

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{(7...8) \sqrt[3]{T}}{(0,292...0,528) \sqrt[3]{T}} = 13,26...27,4. \quad (12)$$

Значит, при выполнении проектного расчета по методике 2 диаметр  $d_2$  выходного конца будет завышен в 13,26...27,4 раз по сравнению с диаметром  $d_1$ , достаточным по условию прочности.

Чтобы определить, во сколько раз будет завышен диаметр  $d_3$  выходного конца при выполнении проектного расчета по методике 3 по сравнению с диаметром  $d_1$ , определяемым по методике 1, выразим отношение  $\frac{d_3}{d_1}$ , подставив в него (10) и (8). После преобразований получим:

$$\frac{d_3}{d_1} = \frac{(5...6)\sqrt[3]{T}}{(0,292...0,528)\sqrt[3]{T}} = 9,47...20,55. \quad (13)$$

Следовательно, если выполнять проектный расчет по методике 3, диаметр  $d_3$  выходного конца будет завышен в 9,47...20,55 раз по сравнению с диаметром  $d_1$ , определяемым из условия прочности.

Проведем аналогичное сравнение диаметра  $d_4$ , определяемого по методике 4, и диаметра  $d_1$ , определяемого по условию прочности. Подставив в отношение  $\frac{d_4}{d_1}$  выражения (11) и (8), после преобразований получим:

$$\frac{d_4}{d_1} = \frac{(0,55...0,69)}{(0,292...0,528)} = 1,042...2,36. \quad (14)$$

Как видно, и в этом случае получается завышенное значение диаметра  $d_4$ . Превышение значения  $d_4$  по сравнению с диаметром  $d_1$ , достаточным по условию прочности, составит 1,042...2,36 раз.

Теперь оценим, во сколько раз увеличится масса вала, спроектированного по методикам 2, 3 и 4, по сравнению с массой вала, спроектированного по методике 1. Положим, что вал гладкий с круглым сплошным поперечным сечением, диаметр которого равен диаметру выходного конца. В этом случае масса  $M$  вала пропорциональна площади  $S$  его поперечного сечения. А увеличение  $\Delta M_1^i$  массы вала  $M_i$ , спроектированного по  $i$ -той методике (верхний индекс  $i = 2, 3, 4$ ), по сравнению с массой вала  $M_1$ , спроектированного по методике 1 (нижний индекс), будет пропорционально отношению площадей поперечных сечений  $\Delta M_1^i = \frac{M_i}{M_1} = \frac{S_i}{S_1}$ , где  $S_i$  — площадь поперечного сечения вала, спроектированного по  $i$ -той методике;  $S_1$  — площадь поперечного сечения вала, спроектированного по методике 1:

$$\Delta M_1^i = \frac{S_i}{S_1} = \left(\frac{d_i}{d_1}\right)^2. \quad (15)$$

Подставляем в (15) значения (12). Тогда увеличение массы вала  $M_2$ , спроектированного по методике 2, по сравнению с валом, масса  $M_1$  которого достаточна, исходя из условия прочности (методика 1), составит:

$$\Delta M_1^2 = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = (13,26\dots27,4)^2 = 175,83\dots750,76. \quad (16)$$

Подставляем в (15) значения (13). Тогда увеличение массы вала, спроектированного по методике 3, по сравнению с валом, спроектированным по методике 1, составит:

$$\Delta M_1^3 = \left(\frac{d_3}{d_1}\right)^2 = (9,47\dots20,55)^2 = 89,68\dots422,3. \quad (17)$$

Подставляем в (15) значения (14). Тогда увеличение массы  $M_4$  вала, спроектированного по методике 4, по сравнению с валом, спроектированным по методике 1, составит:

$$\Delta M_1^4 = \left(\frac{d_4}{d_1}\right)^2 = (1,042\dots2,36)^2 = 1,086\dots5,57. \quad (18)$$

Таким образом, если использовать традиционные методики 2, 3, 4 проектного расчета валов, масса спроектированного вала будет завышена в 1,086...750,76 раз по сравнению с массой, достаточной по условию прочности. Наибольшее завышение массы и, следовательно, повышение жесткости вала дает методика 2.

### Обсуждение

*Замечание 1.* Учитывая принятый диапазон значений предела текучести материала вала  $\tau_T = 150\dots660$  МПа, можно сказать, что в соотношениях (12—14) и (16—18) меньшие значения соответствуют наибольшей принятой величине предела текучести, то есть  $\tau_T = 660$  МПа, а большие значения — наименьшей принятой величине предела текучести, то есть  $\tau_T = 150$  МПа. Если изменить исходный диапазон  $\tau_T = 150\dots660$  МПа, значения в выражениях (12—14) и (16—18) также изменятся.

*Замечание 2.* Из соотношений (16—18) видно, что редко происходящие повреждения и разрушения валов связаны не с фактом доведения методики их расчетов до совершенства, а с абсолютно не обоснованным огромным завышением жесткости валов. Если по аналогии с валами создать такую же совершенно абсурдную ситуацию и для других деталей машины, при которой их масса тоже будет завышена в 750 раз, возможно, ни одна деталь ни одной машины никогда не выйдет из строя. Такой подход, безусловно, не является разумным и прогрессивным.

*Замечание 3.* В случаях, когда на валах устанавливаются, например, зубчатые колеса, расположенные несимметрично относительно опор, упругие прогибы валов, происходящие под действием внешней нагрузки, вызывают концентрацию напряжений на кромках зубьев и приводят в дальнейшем к ускоренному их разрушению. Повышение жесткости таких валов благоприятно сказывается на ра-

боте установленных на них зубчатых передач. Этим объясняется широкое распространение методик 2, 3, и 4, на основе которых жесткость валов будет повышена по сравнению с жесткостью, достаточной с точки зрения их прочности. Однако повышение жесткости не должно быть бесконтрольным и чрезмерным. Жесткость вала должна быть регламентирована в такой степени, чтобы его прогиб под действием внешней нагрузки не выходил за допустимые рамки и не создавал высокую концентрацию напряжений на кромках зубьев передачи. Регламентация должна быть подтверждена расчетом вала на жесткость. Чрезмерная жесткость приведет к необоснованному завышению массы и габаритов не только вала, но и других сопряженных с ним деталей — зубчатых колес и деталей, предназначенных для их фиксации на валах, а также подшипников, крышек подшипников, бобышек под подшипники, корпусов машин.

Ограничение чрезмерной жесткости актуально для всех типов машин, но в наибольшей степени — для машин ответственного назначения, к которым предъявляются повышенные требования с точки зрения минимальных габаритов и массы.

Методики 2, 3 и 4 широко применяются при проектировании валов приводных механизмов. Результатом такого проектирования может быть возрастание диаметра вала до 27(!) раз, а массы — до 750(!) раз. Это является одной из причин существенного завышения металлоемкости и габаритов машин, например серийно выпускаемых редукторов. Причем в реальной производственной практике указанные параметры завышения массы и габаритов остаются неизменными в течение нескольких десятилетий. Поэтому устаревшие громоздкие и очень тяжелые серийные редукторы, выпускаемые даже в настоящее время, часто вызывают недоумение своим внешним видом по сравнению с современными изящными и легкими редукторами.

На сегодняшний день отсутствует общепринятая методика предварительного расчета валов, которая позволяла бы проектировать конструкции валов с минимальными габаритами и массой. Поэтому до разработки такой методики целесообразно было поступать следующим образом. На первом этапе назначать предварительные размеры всех ступеней вала, используя существующие методики. На втором — проводить расчет предварительно спроектированного вала на жесткость. В результате расчета будут получены значения прогибов и углов поворота характерных сечений. На заключительном этапе следует установить значения диаметров всех ступеней, при которых прогибы и углы поворотов находились бы в заданных пределах.

При проведении расчета на жесткость необходимо учитывать два очень важных момента. Во-первых, следует использовать корректную расчетную схему. А во-вторых — учитывать ступенчатый характер конструкции вала.

Для определения прогибов и углов поворота поперечных сечений вала реальную конструкцию заменяют расчетной схемой в виде балки, установленной на две опоры. Все расчеты выполняют, предполагая, что под нагрузкой вал, установленный на подшипники качения, ведет себя так же, как ведет себя под нагрузкой расчетная схема, а подшипники под нагрузкой выполняют функции тех опор,

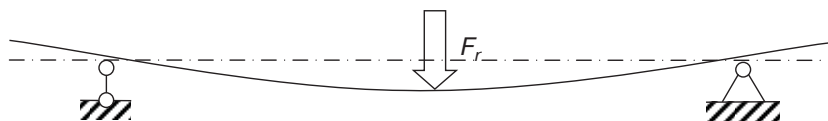
которые выбраны в расчетной схеме. В результате анализа расчетной схемы определяют важнейшие ее параметры — реакции в опорах, от которых зависят практически все важнейшие параметры проектируемого вала:

- значения изгибающих моментов во всех поперечных сечениях вала;
- значения изгибающих и эквивалентных напряжений в этих сечениях;
- статическая прочность и выносливость вала;
- положение опасного сечения и его размеры;
- диаметры различных участков вала;
- размеры и тип применяемых подшипников;
- ресурс работы подшипников;
- прогибы и углы поворотов характерных сечений вала.

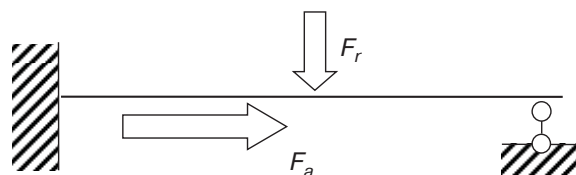
Сами реакции зависят в первую очередь от вида принятой расчетной схемы вала. Если принята неверная расчетная схема, все перечисленные параметры будут иметь ошибочное значение. И, следовательно, будет сделано неверное заключение о прочности и жесткости вала.

Все известные нам литературные источники рекомендуют в качестве расчетной схемы использовать двухопорную балку (рис. 1), то есть гладкую балку, установленную на две шарнирные опоры [2—9].

Однако работы, выполненные в последнее время в МГТУ им. Н.Э. Баумана [10; 11], показали, что при использовании шариковых радиальных однорядных подшипников двухопорная балка может реализоваться в случае приложения к валу только радиальной нагрузки при отсутствии осевой. А при действии комбинированной нагрузки (то есть и радиальной, и осевой) подшипники не выполняют функции обычных шарнирных опор. Тогда реализуется одна из статически неопределимых расчетных схем: заделка с дополнительной шарнирной опорой (рис. 2), двухсторонняя заделка (рис. 3), две сдвоенные шарнирные опоры (рис. 4). Схемы перечислены в порядке возрастания величины приложенной к валу радиальной силы, которая необходима для реализации соответствующей расчетной схемы.



**Рис. 1.** Традиционная расчетная схема двухопорной балки  
[**Figure 1.** Traditional design scheme of a double-support beam]



**Рис. 2.** Заделка с дополнительной шарнирной опорой (расчетная схема)  
[**Figure 2.** Cantilever beam with an additional pivot bearing (the design scheme)]



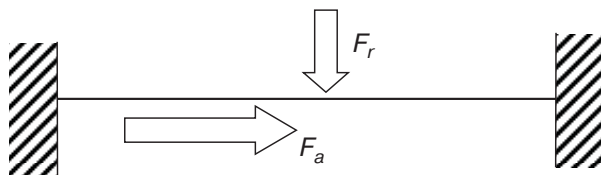


Рис. 3. Двухсторонняя заделка (расчетная схема)  
[Figure 3. Double-sided jamming (the design scheme)]

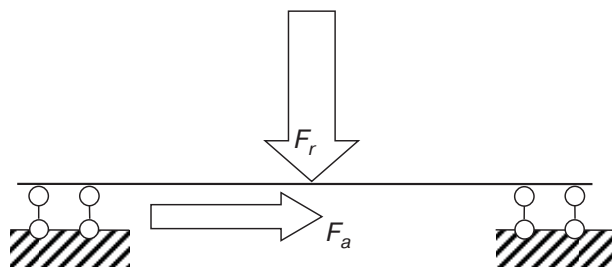


Рис. 4. Две двоянные шарнирные опоры (расчетная схема)  
[Figure 4. Two dual hinged support (the design scheme)]

Кроме того, при применении роликовых однорядных конических подшипников могут реализоваться другие расчетные схемы. Если используются данные подшипники, вид конкретной расчетной схемы зависит от направления приложенных внешних сил и от направления радиальной несоосности валов соединяемых агрегатов. В этом случае необходимо учитывать, что при какой-либо фиксированной величине несоосности и определенном ее направлении может реализоваться одна расчетная схема, а при противоположном направлении несоосности — другая [12].

Расчеты на жесткость дадут корректные значения прогибов и углов поворота, если в расчетной схеме будет учтен также и ступенчатый характер вала. В работе [13] подробно рассмотрена методика определения прогибов и углов поворота сечений ступенчатых валов при изгибе.

## Выводы

Существующие методики проектного расчета валов приводят к значительному, необоснованному завышению их диаметров до 27,4 раз, а массы — до 750,76 раз.

Для получения конструкции, рациональной с точки зрения минимальных размеров и металлоемкости, предварительно назначенные диаметры посадочных участков вала, определенные по одной из существующих методик, следует в обязательном порядке скорректировать по результатам расчета вала на жесткость. Этому правилу следует придерживаться до разработки новой, корректной, научно обоснованной методики проектного расчета валов.

При расчете вала на жесткость следует использовать новые статически неопределимые расчетные схемы, а также учитывать ступенчатую форму вала.

## Список литературы

- [1] *Феодосьев В.И.* Сопrotивление материалов: учебник для вузов. 15-е изд., испр. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2010. 590 с.
- [2] *Дунаев П.Ф., Леликов О.П.* Конструирование узлов и деталей машин. 12-е изд., стер. М.: Академия, 2009. 496 с.
- [3] *Иванов М.Н., Финогенов В.А.* Детали машин. М.: Высшая школа, 2002. 462 с.
- [4] *Глухих В.Н.* Расчет и проектирование валов на примере двухступенчатого зубчатого редуктора. СПб.: ИХБТ, НИУ ИТМО, 2011. 46 с.
- [5] *Калиновская Т.Г., Косолапова С.А., Шипко Е.М.* Основы конструирования приборов и установок. Красноярск: СФУ, 2008. URL: <http://elib.sfu-kras.ru/handle/2311/53905>
- [6] *Глухих В.Н., Прилуцкий А.А.* Расчет и проектирование валов. СПб.: ГУНИПТ, 2010. 128 с.
- [7] *Серенсен С.В., Громан М.Б., Кагаев В.П., Шнейдерович Р.М.* Валы и оси. Конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.
- [8] *Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П.* Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
- [9] *Леликов О.П.* Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет. М.: Машиностроение. 2006. 640с.
- [10] *Кириловский В.В.* Новые особенности работы подшипников качения в условиях реального нагружения // Актуальные проблемы космонавтики: труды XLII Академических чтений по космонавтике, посвященных памяти академика С.П. Королева и других выдающихся отечественных ученых — пионеров освоения космического пространства, Москва, 23—26 января 2018 г. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018.
- [11] *Полубарьев И.Н., Дворянинов И.Н., Салиев Е.Р.* Экспериментальная проверка нового подхода к определению нагрузок, действующих на шариковые радиальные однорядные подшипники // Форум молодых ученых. 2017. № 9 (13). URL: [http://forum-nauka.ru/\\_9\\_13\\_sentyabr\\_2017/](http://forum-nauka.ru/_9_13_sentyabr_2017/) (дата обращения: 20.09.2017).
- [12] *Кириловский В.В., Москвин В.А.* Новый подход к выбору расчетной схемы для роликовых конических подшипников, установленных враспор // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2017. № 9. С. 24—29. URL: <http://www.applied-research.ru/ru/article/view?id=11819> (дата обращения: 26.09.2017).
- [13] *Курьянов П.В., Грищенко М.Ю., Верас А.К.* Расчет деформаций в ступенчатых балках // НИРС МСФ-2017: сборник научных трудов (по материалам студенческих научно-технических конференций машиностроительного факультета) / под ред. С.И. Адаменковой, А.М. Авсиевича; Белорусский национальный технический университет. Минск: БНТУ, 2017. URL: <https://rep.bntu.by/handle/data/30641>

© Кириловский В.В., 2018



This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License

### История статьи:

Дата поступления в редакцию: 07 июля 2018

Дата поступления доработанного текста: 20 сентября 2018

Дата принятия к печати: 30 октября 2018

### Для цитирования:

*Кириловский В.В.* Резервы совершенствования конструкций валов // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2018. Т. 19. № 4. С. 426—437. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-4-426-437

**Сведения об авторе:**

*Кириловский Валерий Владимирович* — кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет). *Область научных интересов:* детали машин, технологии машиностроения. *Контактная информация:* e-mail: proekt.33@yandex.ru

**Scientific article**

## **Reserves for improving the design of shafts**

**Valeriy V. Kirilovskiy**

Bauman Moscow State Technical University (National Research University)  
5 2-nd Baumanskaya St., bldg. 1, Moscow, 105005, Russian Federation

**Abstract.** Shafts are used in almost all machines and mechanisms. Unlike other parts, the destruction of the shafts is very rare. As it was supposed earlier, it is connected with high level of perfection of a technique of their calculation and design. The article analyzes the features of the three traditional methods of shaft design and shows that the shafts are not destroyed for the reason that traditional methods lead to a significant, up to 27 and more times, overestimation of the diameters of all the characteristic areas in comparison with the size sufficient in terms of the strength of the shaft. The area of its cross-section and, accordingly, the mass can be overestimated by more than 750 times. Such unjustified overestimation of the shaft diameter and weight cannot be considered as an indicator of the perfection of the shaft design and calculation methods, and, on the other hand, is an important reserve for the improvement of their designs. This is particularly true for those mechanisms that are subject to increased requirements in terms of minimum size and weight.

**Keywords:** shaft, design calculations of shaft, strength of the shaft, stiffness of the shaft, the destruction of the shaft

### **References**

- [1] Feodosyev V.I. *Strength of materials*. Moscow: BMSTU Publ., 2010, 590. (In Russ.)
- [2] Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Design of machine parts and components*. Moscow: Akademia Publ., 2009, 496. (In Russ.)
- [3] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Machine components*. Moscow: Higher School Publ., 2002, 462. (In Russ.)
- [4] Glukhikh V.N. *Calculation and design of shafts on the example of two-stage gear reducer*. Saint Petersburg: IHBT, NIU ITMO, 2011, 46. (In Russ.)
- [5] Kalinovskaya T.G., Kosolapova S.A., Shipko E.M.. *Basic design of devices and installations*. Krasnoyarsk: SFU, 2008. <http://elib.sfu-kras.ru/handle/2311/53905> (In Russ.)
- [6] Glukhikh V.N., Prilutsky A.A. *Calculation and design of shafts*. Saint Petersburg: GUNIPT Publ., 2010, 128. (In Russ.)
- [7] Serensen S.V., Groman M.B., Kagaev V.P., Shneyderovich R.M. *Shafts and axles. Design and calculation*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970, 320. (In Russ.)

- [8] Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Calculations of machine parts and structures for strength and durability*. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985, 224. (In Russ.)
- [9] Lelikov O.P. *Shafts and supports with rolling bearings. Design and calculation*. Moscow: Mashinostroenie Publ. 2006, 640. (In Russ.)
- [10] Kirilovskiy V.V. New features of rolling bearings operation under real loading. *Actual problems of cosmonautics: Proceedings of XLII Academic readings on cosmonautics dedicated to the memory of academician S.P. Korolev and other outstanding Russian scientists-pioneers of space exploration, Moscow, January 23—26, 2018*. Moscow: BMSTU Publ., 2018. (In Russ.)
- [11] Polubariyev I.N., Dvoryaninov I.N., Saliev E.R. Experimental verification of a new approach to the determination of the loads acting on the single-row radial ball bearings. *The forum of young scientists*, 2017, No. 9(13). [http://forum-nauka.ru/\\_9\\_13\\_\\_sentyabr\\_2017/](http://forum-nauka.ru/_9_13__sentyabr_2017/) (accessed: 20.09.2017). (In Russ.)
- [12] Kirillovskiy V.V., Moskvina V.A. A new approach to the choice of the calculation scheme for roller tapered bearings installed by surprise. *International journal of applied and fundamental research*, 2017, No. 9, P. 24—29. <http://www.applied-research.ru/ru/article/view?id=11819> (accessed: 26.09.2017). (In Russ.)
- [13] Kuryanov P.V., Grishchenko M.Yu., Veras A.K. Deformation analysis of the stepped beams. *Scientific research of MSF-2017: collection of scientific articles (materials of student scientific and technical conference faculty of engineering)*. Minsk: BNTU Publ., 2017. <https://rep.bntu.by/handle/data/30641> (In Russ.)

**Article history:**

Received: July 07, 2018

Revised: September 20, 2018

Accepted: October 30, 2018

**For citation:**

Kirilovskiy V.V. (2018). Reserves for improving the design of shafts. *RUDN Journal of Engineering Researches*, 19(4), 426—437. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-4-426-437 (In Russ.)

**Bio Note:**

*Valeriy V. Kirilovskiy* — Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Bases of Machine Design, Bauman Moscow State Technical University (National Research University). *Research interests*: machine parts, mechanical engineering technology. *Contact information*: e-mail: [proekt.33@yandex.ru](mailto:proekt.33@yandex.ru)