

12, декабрь 2015

УДК 62–233.1

Совершенствование методики расчета валов на статическую прочность

***Андропова А.Г.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Аэрокосмический факультет*

***Майоров А.С.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Аэрокосмический факультет*

***Талипов Т.И.**, студент*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
Аэрокосмический факультет*

*Научный руководитель: **Кириловский В.В.**, к.т.н., доцент
кафедра «Основы конструирования машин»*

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
proekt.33@yandex.ru*

Настоящая работа выполнена студентами Аэрокосмического факультета МГТУ им. Н.Э. Баумана в рамках курсового проекта с элементами научных исследований по дисциплине «Детали машин». Эти исследования направлены на совершенствование методики расчета валов. Выбор именно такого направления связан с тем, что валы присутствуют, практически, во всех машинах и механизмах и представляют собой очень ответственные элементы конструкций, от прочности которых зависит работоспособность всей машины в целом.

Расчеты валов на статическую прочность и на выносливость являются проверочными, их проводят для проверки прочности вала, конструкция которого спроектирована на предшествующих этапах. Расчет на статическую прочность выполняют для исключения пластической деформации вала, обычно, в момент пуска электродвигателя, когда силы и моменты, действующие на вал, возрастают в 2,2...2,9 раз [1].

Так как вал испытывает сложное нагружение – изгиб с кручением, прочность вала оценивают по эквивалентным напряжениям $\sigma_{\text{э}}$. В общем случае изгиб происходит в трех

плоскостях: в вертикальной, горизонтальной и в плоскости действия консольной силы. Консольная сила – это сила, с которой муфта воздействует на выходной конец (консольный участок) вала. Должно выполняться условие:

$$\sigma_{\mathcal{O}} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S_T]},$$

где σ_T – предел текучести материала вала, МПа; $[S_T]$ – допустимый коэффициент запаса прочности, $[S_T] = 1,3 \dots 2,0$; $\sigma_{\mathcal{O}}$ – пиковые эквивалентные напряжения, возникающие в момент пуска электродвигателя и определяемые по теории прочности Губера–Мизеса, МПа; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала вала. С учетом перегрузки в момент пуска электродвигателя:

$$\sigma_{\mathcal{O}} = K_{\Pi} \frac{M_{\mathcal{O}}}{W_H} = K_{\Pi} \frac{\sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75T^2}}{W_H} \leq [\sigma], \quad (1)$$

где K_{Π} – коэффициент перегрузки, $K_{\Pi} = 2,2 \dots 2,9$; T – крутящий момент; $M_{\mathcal{O}}$ – эквивалентный момент в рассматриваемом сечении, $M_{\mathcal{O}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + 0,75T^2}$; M_{Σ} – суммарный изгибающий момент, $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_K$; M_x – изгибающий момент в вертикальной плоскости YOZ; M_y – изгибающий момент в горизонтальной плоскости XOZ; M_K – изгибающий момент в плоскости действия консольной силы, консольной называется сила, с которой муфта воздействует на выходной конец вала; W_H – момент сопротивления рассматриваемого сечения вала при изгибе.

Из (1) видим, что результаты расчетов валов существенно зависят от величины изгибающих моментов в поперечных сечениях, а они, в свою очередь, неразрывно связаны с реакциями в опорах, поэтому корректное заключение о прочности вала можно сделать только в том случае, если найденные реакции достоверны.

При проведении расчетов реальную конструкцию вала заменяют расчетной схемой. Все учебные литературные источники по дисциплине «Детали машин» рекомендуют использовать двухопорную балку, установленную на шарнирные опоры (рис 1) [2,3].

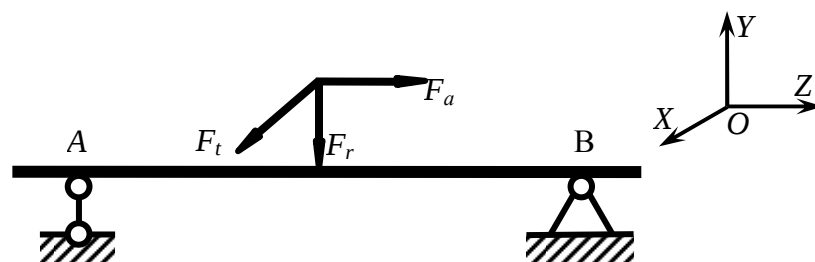


Рис 1. Традиционная расчетная схема (двухопорная балка)

Важной особенностью двухопорной балки является тот факт, что под действием внешней радиальной силы F_r балка прогибается (рис.2) и в опорах поворачивается на некоторый угол α , называемый углом поворота поперечного сечения. Следовательно, такие же повороты должны совершать посадочные цапфы валов вместе с установленными на них внутренними кольцами подшипников качения.

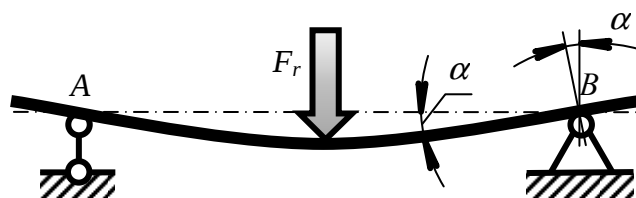


Рис. 2. Прогиб двухопорной балки
под нагрузкой

Возможность замены подшипников шарнирными опорами в большинстве учебных литературных источников основано на убеждении, что величина имеющихся в них осевых и радиальных зазоров между телами качения и дорожками качения достаточна для совершения рассмотренных поворотов поперечных сечений [4]. Однако наш научный руководитель, Кириловский В.В., высказал предположение о том, что при применении роликовых конических подшипников внутреннее кольцо подшипника, воспринимающего осевую нагрузку и называемого фиксирующим, не может совершать такие повороты, поэтому рациональной расчетной схемой может быть статически неопределимая схема «заделка с дополнительной шарнирной опорой» (рис. 3).

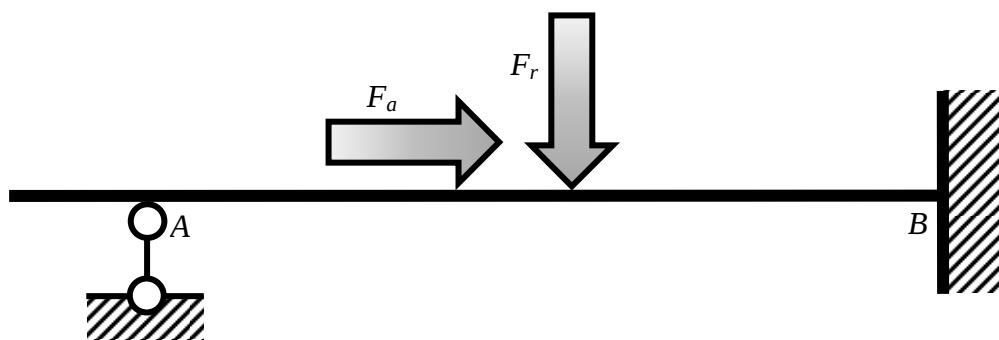


Рис. 3. Рациональная расчетная схема
«заделка с дополнительной шарнирной опорой»

Целями настоящего исследования явились:

1. На примере валов на роликовых конических подшипниках провести экспериментальную проверку предположения о невозможности шарнирных поворотов внутреннего кольца фиксирующего подшипника при совместном действии радиальной F_r и осевой F_a нагрузки.
2. Подобрать к реальным условиям нагружения приемлемую расчетную схему.
3. Проверить аналитическими расчетами на статическую прочность, возникают ли при новой расчетной схеме особенности напряженного состояния валов, которые могли бы повлиять на их работоспособность.

Для проверки, правомерности предположения о невозможности шарнирных поворотов, была собрана экспериментальная установка (рис. 4).

Порядок проведения экспериментов на установке заключался в следующем: на столе 1 винтового пресса 2 модели ДМ-30С смонтировали цилиндрический косозубый двухступенчатый редуктор 3, выполненный по развернутой схеме, с двумя (левым и правым) выходными концами тихоходного и быстроходного валов. Для удобства приложения радиальной нагрузки быстроходный вал-шестерню редуктора заменили на экспериментальный образец вала 1 (рис. 5). Зубья быстроходной шестерни не нарезали. В средней части экспериментального вала был сделан участок с уменьшенным диаметром, к которому с помощью пресса прикладывали радиальную нагрузку F_r . Непосредственно на вал силовое воздействие передавали толкателем 4 (рис 4), который вводили в корпус редуктора 3 через предварительно выполненное в крышке корпуса окно. Осевое усилие F_a создавали с помощью устройства осевого нагружения 5 выполненного в виде регулируемого резьбового упора 9 (рис.5), который через шарик 8 воздействовал на массивную колонну 5 пресса. Величину радиального усилия F_r определяли по индикатору 6 (рис. 4), используя тарировочный коэффициент $K=311,1$ Н/дел динамометрического

устройства 7. Вертикальные перемещения выходных концов экспериментального вала измеряли с помощью индикаторов часового типа 8 и 9 (6 и 7 на рис. 5). Величину осевой силы F_a не определяли.

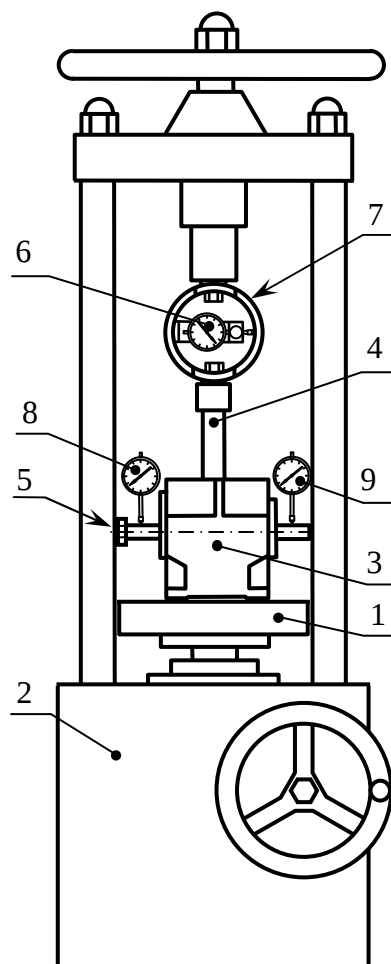


Рис. 4. Экспериментальная установка:

1 – стол; 2 – винтовой пресс ДМ-30С; 3 – исследуемый редуктор;
4 – толкатель; 5 – устройство осевого нагружения вала 6 – индикатор усилия
пресса; 7 – динамометрическое устройство; 8, 9 – индикаторы вертикальных
перемещений выходных концов валов

Идея экспериментов заключалась в том, что, если правый подшипник является заделкой, то после приложения осевой силы F_a и последующем нагружении вала радиальной силой F_r правый выходной конец вала не должен совершать вертикальных перемещений.

По мере увеличения радиальной силы мы наблюдали перемещение левого выходного конца вала вниз на величину радиального зазора в левом подшипнике. Правый конец вала оставался практически неподвижен.

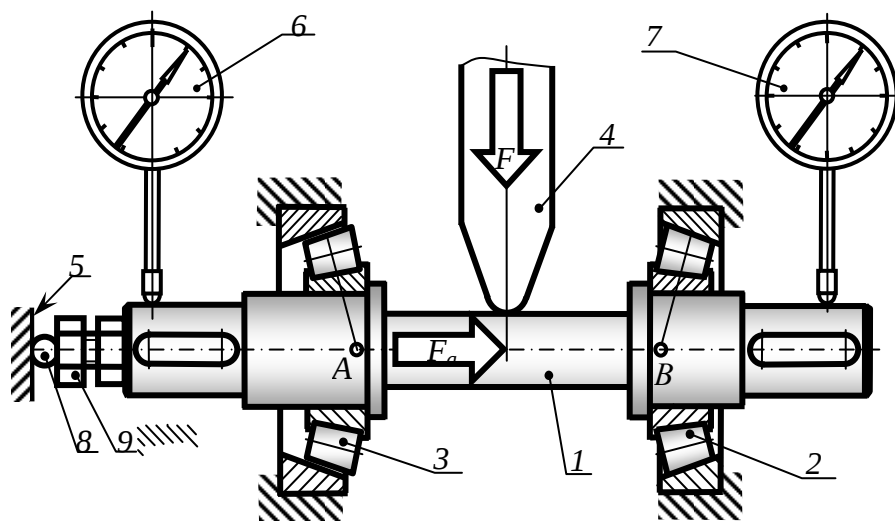


Рис. 5. Схема нагружения экспериментального образца быстроходного вала цилиндрического косозубого редуктора: 1 – исследуемый образец вала; 2 – фиксирующая опора; 3 – поддерживающая опора; 4 – толкатель; 5 – колонна прессы ДМ-30С; 6, 7 – индикаторы; 8 – шарик; 9 – упор

Отметим, что при высокой изгибной жесткости вала (короткий вал с малым расстоянием между опорами и относительно большим диаметром поперечного сечения) прогиб вала вниз может быть затруднен. Собственно, для облегчения такого прогиба был сделан участок с уменьшенным диаметром в средней части экспериментального вала 1 (рис 5).

В экспериментах предположение о перемещениях концов валов полностью подтвердилось, поэтому для валов на роликовых конических подшипниках в качестве расчетной схемы в условиях реального нагружения целесообразно применять статически неопределимую схему «заделка с дополнительной шарнирной опорой».

Сравнение результатов расчетов валов на статическую прочность по традиционной (рис. 6) и новой (рис. 7.) расчетным схемам, проведенные для различных механизмов – двухступенчатого цилиндрического косозубого редуктора, выполненного по развернутой схеме, двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора и двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора, показали, что суммарные радиальные реакции в заделке $R_{\Sigma B}=4496 \text{ Н}$ могут в 1,8 раза превышать реакции в правом подшипнике по традиционной схеме $R_{\Sigma B}=2498 \text{ Н}$.

Величины суммарных радиальных реакций определяли по формулам:

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{R_{A_x}^2 + R_{A_y}^2} + R_{A_K},$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{R_{B_x}^2 + R_{B_y}^2} + R_{B_K},$$

где R_{A_x}, R_{B_x} – составляющие опорных реакций, действующие в горизонтальной плоскости XZ ; R_{A_y}, R_{B_y} – составляющие опорных реакций, действующие в вертикальной плоскости YZ ; R_{A_K}, R_{B_K} – составляющие опорных реакций, возникающие от воздействия консольной силы и расположенные в плоскости действия этой силы.

Максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{\Sigma \max 4} = 114 \text{ МПа}$ в новой схеме могут в полтора раза превышать значения, ожидаемые по традиционной схеме $\sigma_{\Sigma \max 1} = 76 \text{ МПа}$. Кроме того, расположение опасного сечения отличается от его расположения в традиционной схеме (это важно в тех случаях, когда необходимо знать конкретную область возможного разрушения). По традиционной схеме опасное сечение находилось в точке 1 на выходном конце вала, а по новой – в заделке (точка 4).

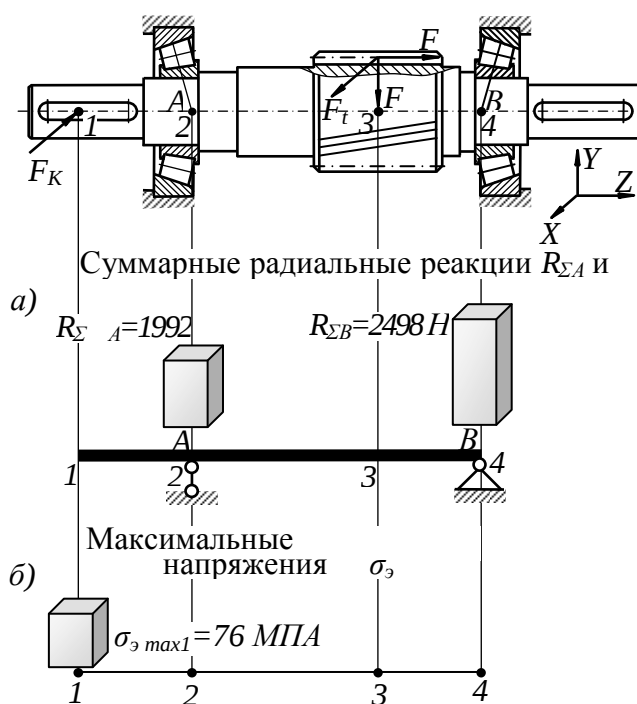


Рис. 6. Результаты расчетов валов на статическую прочность по традиционной расчетной схеме: а) суммарные радиальные реакции $R_{\Sigma A}$, $R_{\Sigma B}$ в опорах А и В; б) максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{\Sigma \max}$

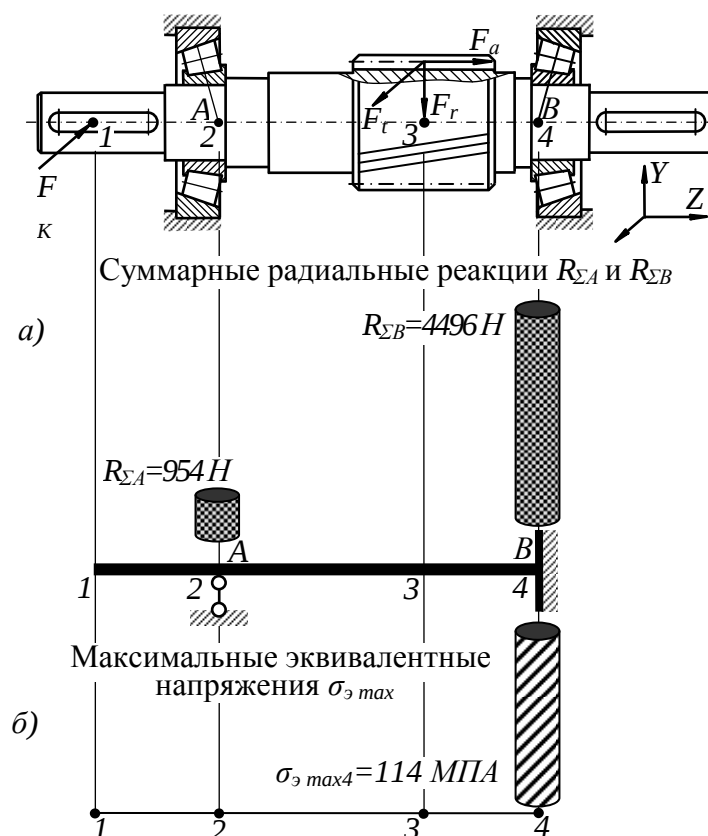


Рис. 7. Результаты расчетов валов на статическую прочность по традиционной расчетной схеме: а) суммарные радиальные реакции $R_{\Sigma A}$, $R_{\Sigma B}$ в опорах A и B ; б) максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{\Sigma \max}$

В случае, если предлагаемый подход получит признание в широкой инженерной практике, потребуются внесение изменений в существующую учебную литературу по дисциплине «Детали машин».

Выводы

1. Поведение валов на роликовых конических подшипниках в условиях реального нагружения наиболее адекватно описывает статически неопределимая расчетная схема «заделка с дополнительной шарнирной опорой».

2. Расчет валов на статическую прочность целесообразно проводить по новой расчетной схеме. В наибольшей степени это относится к тяжело нагруженным конструкциям, работающим в условиях предельного нагружения, а также к конструкциям, к которым предъявляется жесткие требования по массе.

Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Академия, 2009. 496 с.
2. Андриенко Л.А., Байков Б.А., Ганулич И.К., Клыпин А.В., Решетов Д.Н., Ряховский О.А., Тибанов В.П., Фомин М.В., Шувалов С.А.. Детали машин / под ред. О.А. Ряховского. 3-е изд., перераб и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 520 с.
3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. М.: Высшая школа, 2002. 408 с.
4. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин» М.: Машиностроение, 2004. 464 с.