

Валы и оси

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВАЛОВ И ОСЕЙ

Назначение и классификация.

Валы служат для поддержания вращающихся деталей и передачи вращающего момента от одной детали к другой

Их условно разделяют на:

простые валы (валы прямые) - работают в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия), их применяют в передачах: зубчатых, ременных и др.;

торсионные валы (торсионы) - работают лишь в условиях кручения и передают вращающий момент, соединяя обычно два вала на индивидуальных опорах;

оси — поддерживающие валы, работающие лишь в условиях изгиба.

В зависимости от распределения нагрузок вдоль оси вала и условий сборки **простые валы** выполняют гладкими или ступенчатыми,

Коленчатые валы используют в поршневых двигателях и компрессорах

Для передачи вращающего момента между агрегатами со смещенными в пространстве осями применяют специальные **гибкие валы**. Такие валы обладают высокой жесткостью при кручении и малой жесткостью при изгибе.

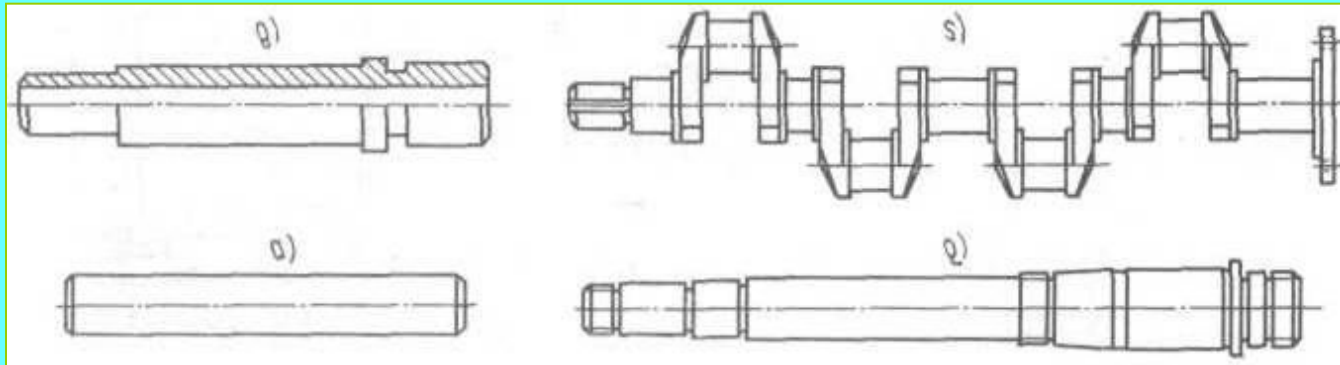
В зависимости от расположения, быстроходности и назначения различают валы

входные, промежуточные, выходные, тихо- или быстроходные, распределительные

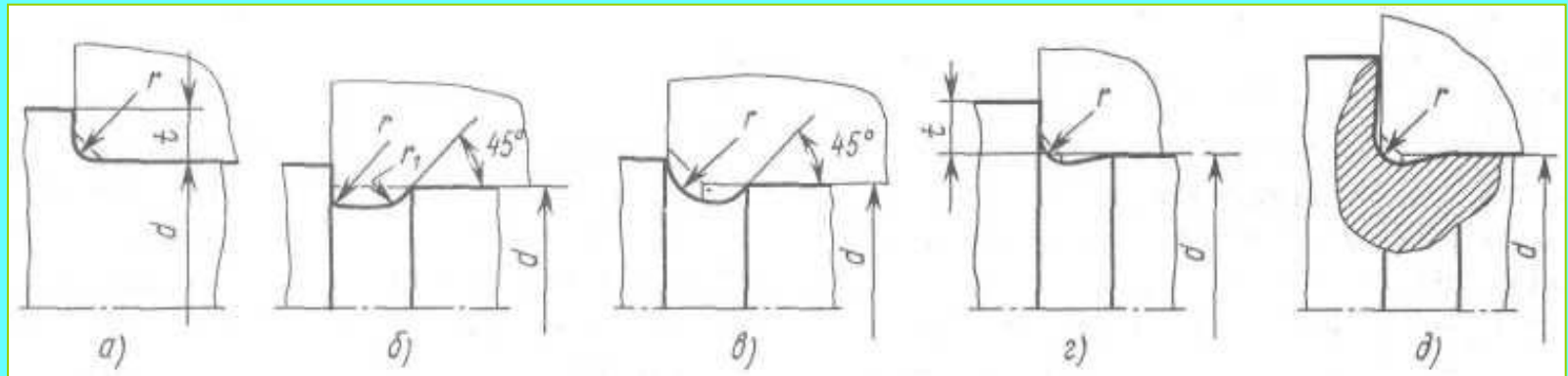
Особенности конструкции.

Конструктивная форма вала (оси) зависит от нагрузки, способа фиксирования насаживаемой детали и условий сборки (разборки).

Эскизы валов



Для осевого фиксирования деталей (подшипников, зубчатых колес и др.) на валах выполняют **упорные буртики или заплечики**.



Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют радиусной **галтелью** или **в форме канавки**.

Высота упорных буртиков для фиксирования подшипников должна обеспечивать их демонтаж и подход смазочного материала.

Материалы валов.

Для изготовления валов используют

углеродистые стали марок 20, 30, 40, 45 и 50,

легированные стали марок 20X, 40X, 40XН, 18X2H4MA, 40XН2MA и др.,

титановые сплавы BT3-1, BT6 и BT9 .

Выбор материала, термической и химико-термической обработки определяется конструкцией вала и опор, условиями эксплуатации. **Быстроходные валы**, в подшипниках скольжения, требуют высокой твердости цапф (посадочных хвостовиков), поэтому их **изготавливают из цементируемых сталей** 12X2H4A, 18XГТ или **азотируемых сталей** 38X2MЮA . **Валы-шестерни** также изготавливают из цементируемых легированных сталей марок 12XН3A, 12X2H4A и др.

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

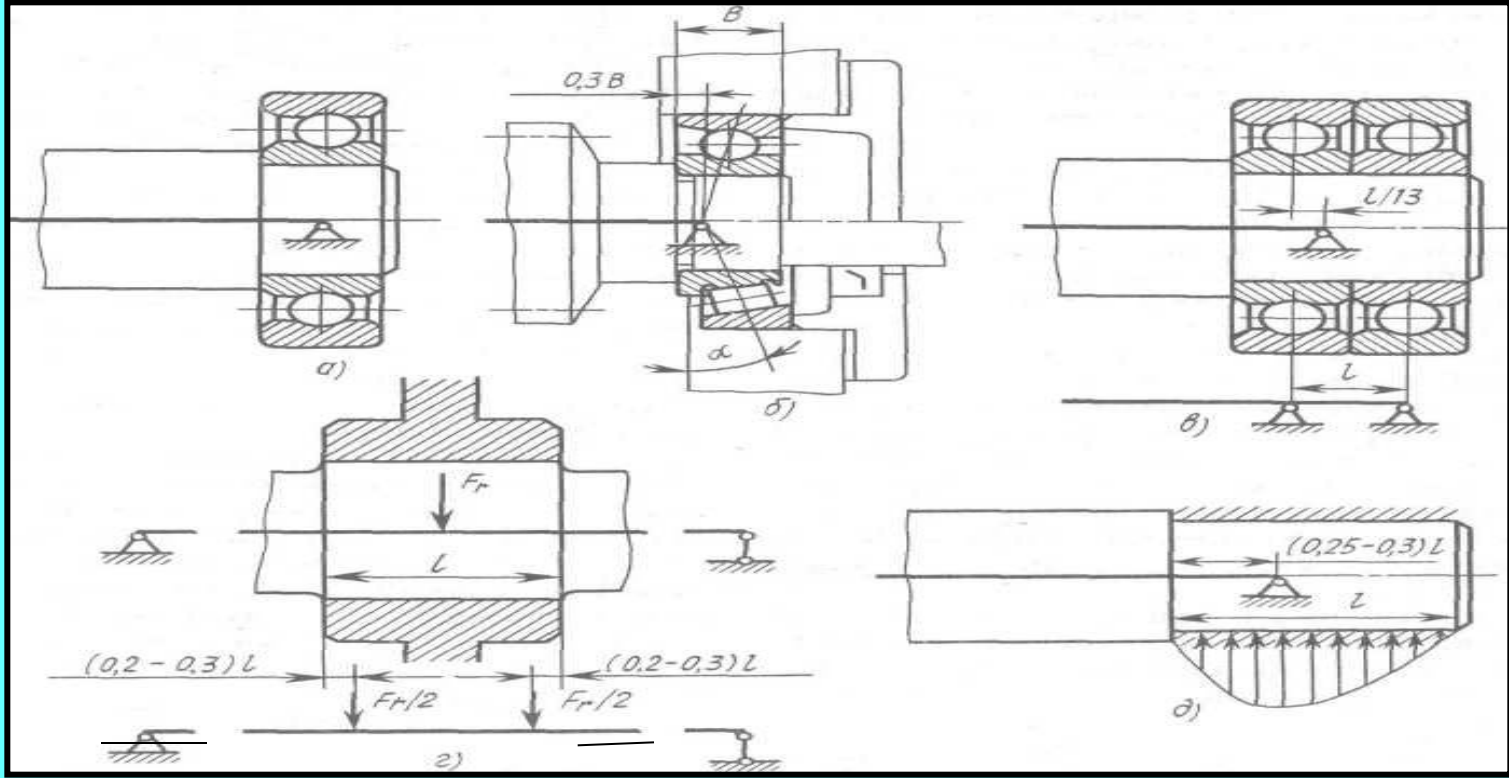
Вал принадлежит к числу наиболее ответственных деталей машин, нарушение его формы, или разрушение влечет за собой выход из строя всей конструкции.

Для обеспечения работоспособности и надежности валы и оси должны удовлетворять основным критериям :

прочности и жесткости (деформативности).

Нагрузки на валы и расчетные схемы.

Для оценки прочностной надежности необходимо знать напряжения и деформации в сечениях вала от внешних нагрузок, которые передаются от сопряженных деталей (зубчатых колес, шкивов...) Если внешние нагрузки известны, то вал рассматривают как балку, шарнирно закрепленную в двух жестких опорах. Положение условной опоры зависит от типа и числа подшипников в опоре



Расчетные схемы валов

Нагрузки от зубчатых колес, шкивов, звездочек и других подобных деталей передаются на валы через поверхности контакта.

В расчетах валов эти нагрузки для упрощения заменяют сосредоточенными эквивалентными силами, приложенными в середине или на краях ступицы (рис г).

Расчет на прочность.

В предварительном (проектном) расчете диаметр входного вала d приближенно может быть найден по известному значению крутящего момента из условия прочности

$$\tau_k = T / W_k.$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{9554 P}{0,2 |\tau_k| n}},$$

где T — крутящий момент в расчетном сечении

вала; допускаемое напряжение на кручение $[\tau_k] = 12...20$ МПа для стальных валов; P — передаваемая мощность, n — частота вращения вала.

Иногда при проектировании диаметр входного хвостовика вала (минимальный диаметр вала) принимают **конструктивно** (из практики проектирования) равным $0,8...1,0 d$ вала приводного двигателя.

Наименьший диаметр промежуточного вала принимают обычно равным внутреннему диаметру подшипника.

Оценку прочностной надежности вала в конструкции выполняют обычно в форме определения запасов прочности.

Статический запас прочности вала

рассчитывают по наибольшей кратковременной нагрузке, которая не может вызвать усталостного разрушения (например, в момент пуска установки).

Валы могут быть нагружены постоянными напряжениями, например от неуравновешенности вращающихся деталей.

Валы работают в основном в условиях изгиба и кручения, а напряжения от осевых сил малы, поэтому эквивалентное напряжение равно:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{И}}^2 + 3\tau_{\text{К}}^2}$$

где $\sigma_{\text{И}}$ и $\tau_{\text{К}}$ — наибольшие напряжения от изгиба моментом **$M_{\text{И}}$** и кручения моментом **T** .

$$\sigma_{\text{И}} = M_{\text{И}} / W_{\text{И}};$$

$$\tau_{\text{К}} = T / W_{\text{К}}.$$

$W_{\text{И}}$ и $W_{\text{К}}$ — осевой и полярный момент сопротивления сечения вала,

$$W_{\text{И}} \approx 0,1d^3; \quad W_{\text{К}} \approx 0,2d^3.$$

То есть **$W_{\text{К}} = 2W_{\text{И}}$** , тогда с учетом этого можно записать

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_{\text{И}}^2 + 0,75T^2}.$$

Запас прочности по пределу текучести

$$n_{\text{T}} = \sigma_{\text{T}} / \sigma_{\text{ЭКВ}} \geq [n_{\text{T}}].$$

Обычно принимают допускаемый запас прочности $[n_{\text{T}}] = 1,2 \dots 1,8$

Опасное сечение, в котором следует определить запас n_T), находят после построения эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Если нагрузки действуют на вал в разных плоскостях, то строят эпюры моментов в координатных плоскостях. Затем геометрически суммируют изгибающие моменты, очерчивая эпюру прямыми линиями, что идет в запас прочности.

Переменные напряжения в валах вызываются переменной или постоянной нагрузкой. **Постоянные по величине и направлению силы передач** вызывают во вращающихся валах **переменные напряжения изгиба**, изменяющиеся по симметричному циклу с амплитудой и средними напряжениями:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{M_{из}}{0,1d^3};$$

В расчетах валов условно принимают, что вращающий момент и касательные напряжения от кручения изменяются по пульсационному циклу, которому соответствуют амплитуда и среднее напряжение:

$$\tau_a = 0,5\tau_k = \frac{T}{0,4d^3};$$

Условие прочностной надежности в этом случае имеет вид

$$n \geq [n].$$

$$[n] \geq 2,0$$

Высокооборотные валы в ряде конструкций работают в условиях изгибных, крутильных и изгибно-крутильных колебаний, вызывающих появление переменных напряжений. Эти напряжения могут быть опасными для прочности вала на резонансных режимах работы.

Для предотвращения резонансных колебаний валов проводят их расчет на колебания.

Для повышения сопротивления усталости валов используют различные конструктивные и технологические методы.

- Основной конструктивный метод повышения надежности валов — снижение концентрации напряжений в опасных сечениях путем увеличения радиусов галтелей и др.
- Существенное значение имеет **правильный выбор материала и режима термической обработки** заготовки (вала).
- Для повышения сопротивления усталости производят упрочняющую обработку зон концентрации напряжений (выточек, галтелей, шпоночных канавок, резьбы и др.) путем обдувки дробью, лучом лазера и т. п.

Расчет жесткости вала.

Упругие перемещения валов оказывают неблагоприятное влияние на работу связанных с ними подшипников, зубчатых колес и других деталей :

увеличивают концентрацию контактных напряжений и износ деталей, **снижают сопротивление** усталости деталей и **точность** механизмов и т. п.

Большие перемещения вала при изгибе могут привести к заклиниванию подшипников. При проектировании валов следует проверять прогибы и углы φ поворота сечений, зависящих от требований, предъявляемых к валу, и особенностей его работы.

Допустимые величины φ углов закручивания сечения вала в местах расположения деталей (в рад)

подшипников качения:

шариковых однорядных 0,005

шариковых сферических .. 0,05

роликовых цилиндрических 0,0025

роликовых конических 0,0016

Подшипников скольжения 0,001

Зубчатых колес..... 0,001...0,002

Максимальный прогиб вала не должен превышать $(0,0002... 0,0003) L$

(L — расстояние между опорами),

а **допустимый прогиб** под колесами составляет:

$0,01m$ — для цилиндрических и $0,005 m$ — для конических, гипоидных и глобоидных передач (m — модуль зацепления).

Допустимые относительные углы закручивания валов Θ

лежат в пределах $0,20...1^\circ$ на $1 m$ длины вала.

Большинство валов машин и механизмов имеют переменное по длине сечение. В упрощенных расчетах жесткость таких валов оценивают по условной эквивалентной модели вала постоянного сечения

Лекция завершена