



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Основы конструирования машин»

ПРАКТИКУМ
**«Конструирование валов меха-
нических передач»**
по дисциплине

**«Детали машин и основы
конструирования»**

Авторы
Сиротенко А.Н.,
Партко С.А.,
Антибас И.Р.,
Дьяченко А.Г.

Ростов-на-Дону, 2018

Аннотация

Описаны основы методики конструирования валов. Показаны типовые конструкции валов. Изложены принципы формирования линейных, диаметральных размеров, расчетных схем вала. Даны основы проекторочного и усталостного расчетов. Представлены краткие справочные материалы. Практикум предназначен студентам очной и заочной формы обучения, изучающим дисциплины «Детали машин», «Основы конструирования», «Основы конструирования и САПР ТС», «Надежность технических систем и техногенный риск» и выполняющим задания, связанные с проектированием валов механических передач.

Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Сиротенко А.Н.,

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Партко С.А.,

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Антибас И.Р.,

к.т.н., доцент кафедры «Основы конструирования машин»

Дьяченко А.Г.



Оглавление

1 Разработка вала привода	4
2 Техническое предложение	4
1.2. Эскизный проект	4
1.3. Технический проект	10
1.4 Расчетные схемы валов и осей.....	12
1.6 Расчет валов и осей на жесткость.....	17
1.7 Расчет валов на колебания	19
1.8 Посадочные поверхности.....	19
1.9 Пример проектировочного расчет вала.	22

1 РАЗРАБОТКА ВАЛА ПРИВОДА

Разработка валов приводов содержит в себе все стадии проектирования: техническое предложение, эскизный проект, технический проект.

Входными данными для разработки валов являются:

- крутящие моменты на валах, T Н·мм;
- компоновка редуктора (геометрические размеры передач);
- силы, действующие в открытых и закрытых передачах.

Основным критерием работоспособности валов является прочность и выносливость. Валы испытывают сложную деформацию от напряжений кручения, изгиба, сжатия/растяжения. Последними напряжениями пренебрегают так как, по сравнению с напряжениями кручения и изгиба, они не значительны.

2 ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ

Техническое предложение включает в себя выбор типовой конструкции вала (рис.1.1), в зависимости от типа редуктора, его подшипниковых узлов, передач и их элементов.

1.2. Эскизный проект

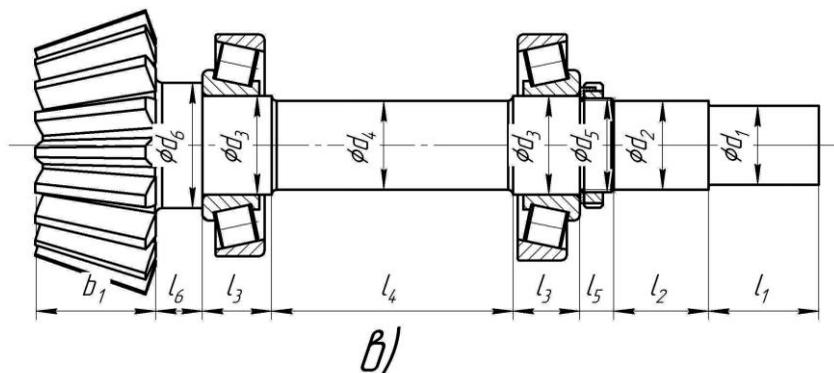
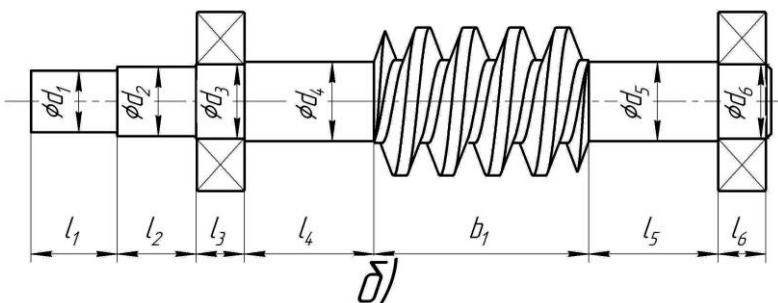
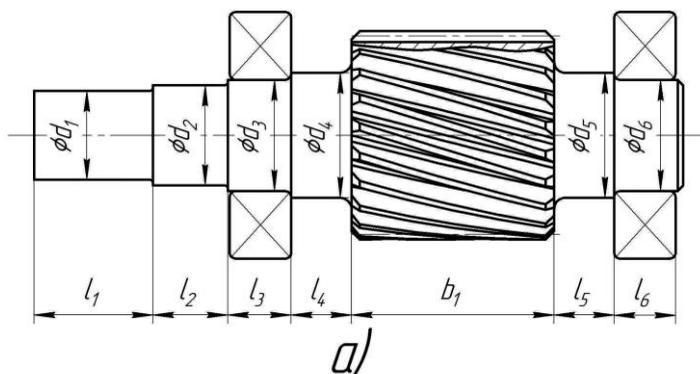
Эскизное проектирование валов начинается при выполнении компоновки редуктора (рис.1.2). Это начальная стадия разработки геометрических параметров передач, в том числе и первый этап расчета валов. Расчет необходим, чтобы выбрать примерный типоразмер подшипников и определить расстояние между опорами вала. Подшипники для входного вала редуктора желательно выбирать легкой серии, а для выходного - средней серии. После предварительного выбора подшипников, желательно задаться диаметрами других фасонных поверхностей вала (табл.1.2), что позволит оценить диаметры валов относительно размеров передач привода. Это необходимо чтобы исключить подрезания вала колесом соседней передачи и пересечение габаритов подшипников соседних валов. Уменьшить габаритные размеры вала и подшипниковых опор можно, взяв материал с более высокими прочностными характеристиками. Затем уточняется компоновка редуктора и составляется расчетная схема вала (рис.1.2).

Механические характеристики материалов,
используемых для изготовления валов

Таблица.1.1

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не менее	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
			МПа					
Ст.5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	То же	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
40Х	80	270	900	650	380	230	0,1	0,06
	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210	0,1	0,05
40ХН	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
	Не ограничен	240	820	650	360	210	0,1	0,05
20	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
	60	145	400	240	170	100	0	0
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХН3	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12Х2Н	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	Не ограничен	270	950	750	450	260	0,1	0,06
	120	320	1150	900	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	650	330	0,2	0,1

Детали машин и основы конструирования



Детали машин и основы конструирования

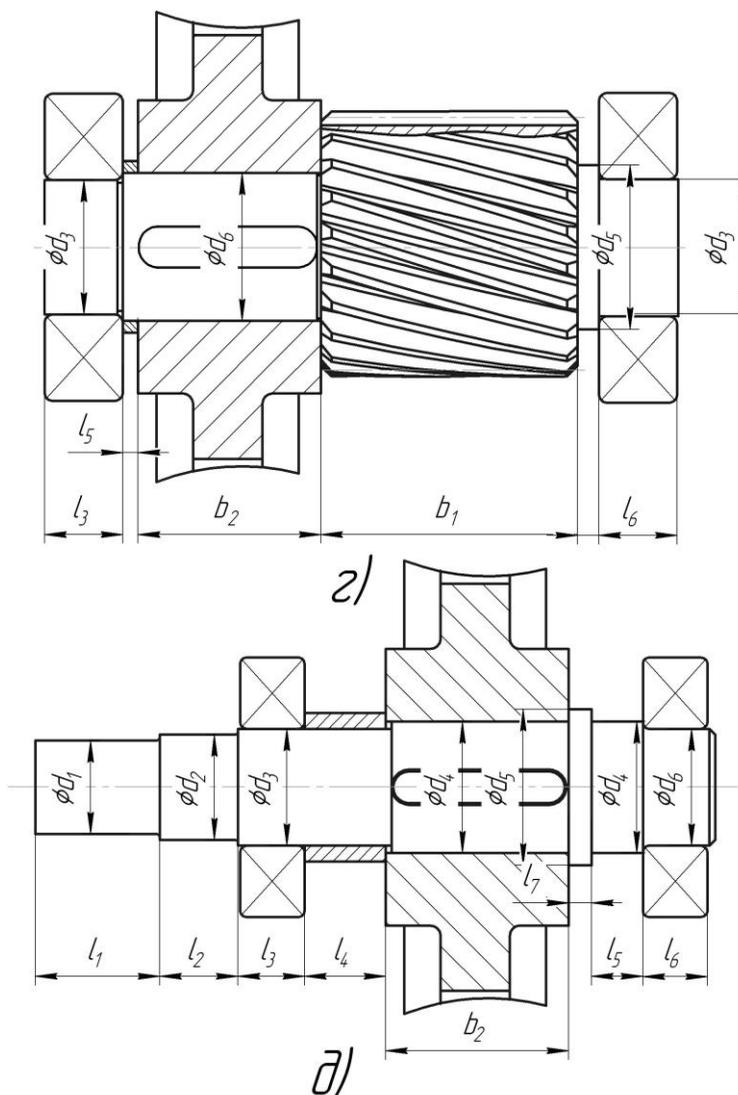


Рисунок 1.1 Типовая конструкция валов: а) вал-шестерня цилиндрического редуктора; б) вал-червяк червячного редуктора; в) вал-шестерня конического и конически-цилиндрического редуктора; г) промежуточный вал двухступенчатого цилиндрического редуктора; д) вал-колесо цилиндрического редуктора

Детали машин и основы конструирования

Предварительные линейные размеры, для составления расчетной схемы вала, берутся из компоновки редуктора или рассчитываются из таблицы 1.2. Линейные размеры вала зависят от ширины подшипников, ступиц колес, полумуфт, звездочек, шкивов их способа соединения с посадочным местом вала (рис.1.2). Предварительные посадочные диаметры вала рассчитываются, исходя только из крутящего момента (табл.1.2) и материала вала.

Полученные значения диаметров валов следует округлить до ближайшего стандартного, выбранного из ряда: 16, 17, 18, 19, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 115, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250.

Диаметр цапфы (цапфа – посадочное место вала под внутреннюю обойму подшипника) вала под подшипник округляется до большего исходя из ряда цифр: 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 110, 120.

Выбор материала вала и допускаемых напряжений на кручение производят из таблицы 1.1. Валы изготавливают из конструкционных сталей 35, 40, 45 нормализованных и улучшенных. Для тяжело нагруженных валов, или в тех случаях, когда вал выполняется заодно с шестерней, применяют легированные стали 40Х, 40ХН и др. Валы из этих сталей подвергают улучшению, иногда поверхностной закалке с низким отпускком.

В случаях, когда требуется высокая твердость поверхностей, валы изготавливают из цементированных сталей 20Х, 12ХНЗА и т.п. Наибольшую износостойкость имеют хромированные валы.

Для изготовления коленчатых валов наряду со сталью применяют высокопрочные и модифицированные чугуны.

В качестве заготовок для стальных валов диаметром до 150 мм обычно используют круглый прокат, для валов большого диаметра и фасонных валов – поковки. Так же для облегчения конструкции вал может быть полым, изготовленным из толсто-стенной бесшовной горячекатаной стальной трубы.

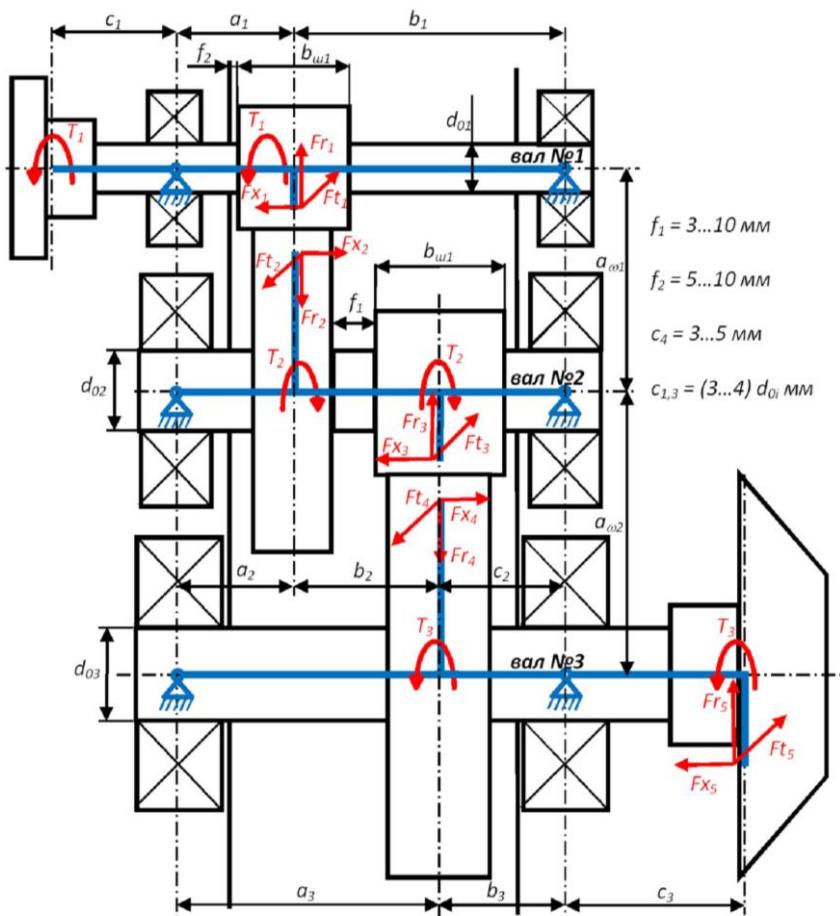


Рисунок 1.2 Распределение сил и геометрических параметров в компоновке двухступенчатого цилиндрического редуктора.

Детали машин и основы конструирования

Определение ориентировочных размеров ступеней валов.

Таблица 1.2

Диаметр ступени вала, d_i	Длина ступени вала	Тип редуктора			Двухступенчатый	
		Одноступенчатый				
		цилиндрический, червячный	конический	Вал-шестерня		
		Вал-шестерня	Вал-колёсо	Вал-шестерня		
d_1	l_1	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$; $l_1 = (1...1,5)d_1$			—	
d_2	b	$b \approx 1,5d_2$; $d_2 = d_1 + 2t^{**}$	$b \approx 1,3d_2$; $d_2 = d_1 + 2t^{**}$	$b \approx 0,6d_4$; $d_2 = d_1 + 2t^{**}$	—	
d_3	b	$b = b_n^{**}$ $d_3 > d_2$, но кратно пяти без остатка ($d_3 - d_2 \leq 5$)			$d_3 < d_4$, но кратно пяти без остатка ($d_4 - d_3 \leq 5$, $b = b_n^{**}$)	
d_4	l_4	$l_4 = 5...10$; $d_4 = d_3 + 4$, желательно чтобы $d_4 \geq d_1^{***}$	$l_4 = d_3/2 + 20 - b_n^{**}$; $d_4 = d_3 + 4$, желательно чтобы $d_4 \geq d_1^{***}$	$l_4 \approx 3d_1$; $d_4 = d_3 + 4$, желательно чтобы $d_4 \geq d_6$	$l_4 = b_1 + 10$; $d_4 = d_3 + 4$	
d_5	b	$d_5 = d_4, b = l_4$			$d_5 > d_5 > d_2$, округлить до номинального диаметра резьбы; $b = d_5/2$	$d_5 = d_6$ $b = 5\text{мм}$ $b = 5...10\text{мм}$
d_6	l_6	$d_6 = d_5, l_6 = b = b_n^{**}$			$d_6 = d_3 + 4$; $l_6 = b_2 + 10$	$d_6 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$ $l_6 = b_n^{**}$

* - назначается в зависимости от диаметра вала (табл.1.3)

Таблица 1.3

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5

1.3. Технический проект

Далее проводят проектировочный расчет диаметров вала. Исходными данными для проектировочного расчета вала являются: крутящий момент и силы, действующие на вал (крутящий момент берется из кинематического расчета привода, силы берутся из геометрического и силового расчета отдельных передач); компоновка редуктора (необходима для измерения расстояний между серединными сечениями опор, колес муфт и т.д.)

Данный этап включает в себя:

- составление расчетной схемы вала (рис.1.2; 1.4);
- определение реакций в опорах;
- построение эпюр изгибающих и крутящего момента;
- определение суммарных и приведенных моментов;

- определение теоретических диаметров вала;
- построение теоретического и практического профиля вала;
- определение коэффициентов запаса по нормальным и касательным напряжениям.

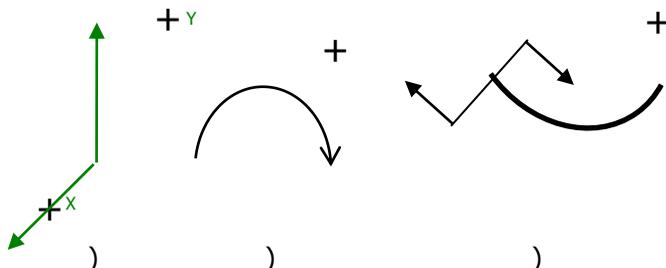


Рисунок 1.3. Принятые условия для определения положительного знака направления: а) сил и реакций; б) крутящего момента; в) сосредоточенного момента

Расчетная схема вала составляется исходя из компоновки редуктора. За опоры и точки приложения сил принимают средние сечения подшипников и зубчатых колес. Значения сил берутся из расчетов передач, расстояния a_i , b_i , c_i исходя из расположения середин подшипников, колес, полумуфт и т.д.

В расчетной схеме вала учитываются все силы, действующие в зацеплении передач и муфтах, проставляются реакции в опорах. Необходимо корректно определять направление векторов действующих сил, особенно в многоступенчатых редукторах, а направление векторов реакций в опорах выбирать произвольно. При построении эпюр, расчетными сечениями валов являются середины элементов, размещенных на валу. Эти сечения принято нумеровать римскими цифрами.

Для удобства расчетов опоры обозначаются заглавными латинскими буквами. Направление реакций в опорах, крутящих, изгибающих моментов выбираются произвольно, или в соответствии с рисунком 1.3.

Реакции в опорах определяются составлением уравнения моментов относительно одной и другой опоры вала. Если направление выбрано правильно, то полученное численное значение реакции будет положительным, если нет – отрицательным и с этим знаком будет участвовать в дальнейших расчетах.

После определения реакций в опорах определяют суммарную реакцию в каждой опоре.

Эпюры изгибающих моментов строятся, исходя из решения уравнения моментов, относительно каждого сечения вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

После этого определяется суммарный момент относительно каждого расчетного сечения.

Для тех сечений, в которых действует крутящий момент, с учетом суммарного изгибающего момента, определяется приведенный момент.

Только зная значения приведенного момента можно определить теоретические диаметры вала в расчетных сечениях вала.

От теоретического, практический профиль отличается тем, что содержит фасонные поверхности, позволяющие произвести окончательный выбор и установку на вал шпонок, колес, подшипников, маслоотражательных колец, прижимных гаек, крышек, манжет и т.д.

Проверка конструкции вала проводится оценкой коэффициентов запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям в опасных сечениях, с учетом концентраторов напряжений. Опасными сечениями являются сечения, в которых действуют максимальные нагрузки или имеются концентраторы напряжений: шпоночный паз, галтель, проточка, шлицы и т.д. Также опасным считается сечение, диаметр теоретического профиля которого близок к диаметру практического профиля вала.

Если быстроходный вал редуктора приводится во вращение валом электродвигателя через стандартную муфту, то диаметр выходного конца вала должен быть согласован с диаметром вала электродвигателя с учетом посадочных диаметров муфты.

Недостающие размеры принимаются конструктивно.

1.4 Расчетные схемы валов и осей

При расчете, валы и оси, рассматриваются, как балки на двух опорах. Для расчетных схем, можно принимать, что опора расположена посередине ширины подшипника, а нагрузки, передаваемые валам и осям со стороны насаженных на них деталей, приложены посередине ступиц этих деталей.

К моменту расчета валов передачи уже рассчитаны, т.е. размеры деталей передач уже известны. Для определения размеров валов необходимо выполнить проектировочный расчет. А для

такого расчета нужны линейные размеры валов. С целью определения линейных размеров и выполняется компоновка редуктора, что говорилось ранее.

Компоновка выполняется на миллиметровой бумаге обычно в масштабе 1:1. Сначала наносятся детали передач: межосевые расстояния, строятся по диаметрам зубчатые колеса. Затем относительно этих деталей наносится внутренняя стенка корпуса и размещаются подшипники. После этого измеряются расстояния между серединами подшипников, от середины подшипника до середины шестерни и т.д. По этим размерам и строятся расчетные схемы валов.

Теоретический профиль вала строится исходя из расчета на статическую прочность. Цель расчета - построение теоретического профиля вала, для чего определяются его диаметры в расчетных сечениях. С этой целью, вначале, составляется схема нагружения вала (рисунок 1.4), на которой указываются действующие на вал нагрузки, линейные размеры вала, взятые из компоновки (рис. 1.2).

По схеме нагружения (рис.1.4①) составляется расчетная схема вала (рис.1.4②), по которой производится определение опорных реакций и построение эпюр, изгибающих M_y , M_x (рис.1.4③④) и крутящего моментов (рис.1.4⑤). Эпюры изгибающих моментов строятся в плоскостях изгиба - вертикальной (y) горизонтальной (x). Опорные реакции определяются исходя из уравнений равенства моментов относительно опор вала, если опоры две, А и В, то:

$$\sum M_{Ax}=0; \sum M_{Ay}=0; \sum M_{Bx}=0; \sum M_{By}=0.$$

Эпюры изгибающих моментов, суммарные изгибающие моменты, приведенные моменты строятся для каждого сечения вала.

$$\text{Суммарные моменты: } M_{\Sigma i} = ((M_{iy})^2 + (M_{ix})^2)^{1/2}.$$

$$\text{Приведенные моменты: } M_{\text{пр}} = ((M_{\Sigma i})^2 + (T)^2)^{1/2}.$$

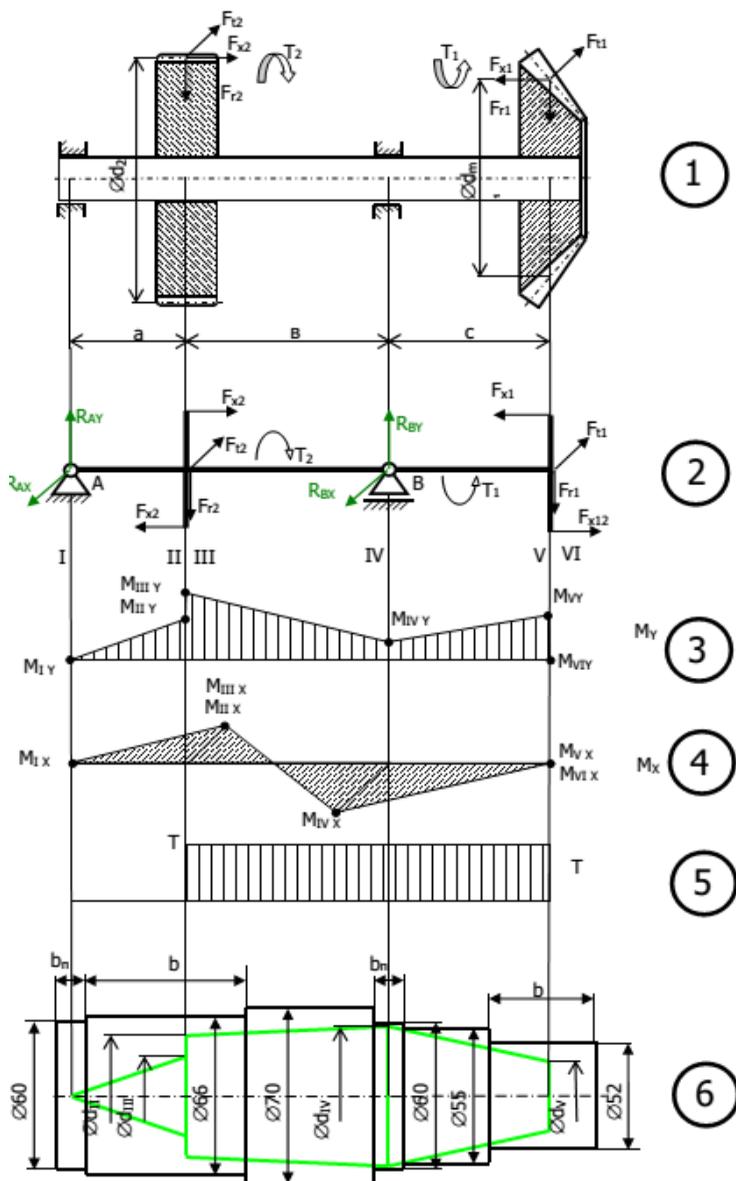


Рисунок 1.4 Расчет теоретического профиля выходного вала цилиндрического редуктора.

Детали машин и основы конструирования

Диаметр теоретического профиля (рис.1.4Ⓒ) вала в расчетных сечениях определяется из выражения:

$$d_i = (M_{пр} / (0,1 \cdot [\sigma_i]))^{1/3}, \text{ мм}$$

где $M_{пр}$ - крутящий момент в Нмм; $[\sigma_i]$ - 65...95 МПа - допускаемое напряжение.

По полученным значениям строят теоретический профиль вала (рисунок 1.4Ⓒ).

Теоретический профиль является основой для конструирования вала, которое производится следующим образом.

Вначале округляют теоретические диаметры вала под подшипники (участок вала под подшипник называют цапфой вала) в большую сторону и так, чтобы диаметр получился кратным пяти без остатка, то есть, если теоретический диаметр цапфы вала 57,5 мм, то практический берем 60 мм и уже исходя из этого значения ориентировочно выбираем подшипник. Ширина посадочных мест под подшипники, b_n (рис.1.4), на 0,5...1 мм меньше ширины подшипника. Если в редукторе предполагается реверсирование движения, диаметр обоих цапф вала выбирается исходя из максимального полученного практического диаметра. На рисунке 1.4Ⓒ цапфы вала лежат в сечениях I и IV и теоретический диаметр вала в сечении I равен 0 мм, но, учитывая реверсивность передачи, практический диаметр цапфы вала в сечении I равен практическому диаметру вала в сечении IV. Для того, чтобы получить посадочное место для колеса, расчетный диаметр в сечении II, III и V увеличивается на 6...10%, с учетом ослабления вала шпоночным пазом и затем округляется по ГОСТ 6636-69. Ширина участка вала под колесо, b (рис. 1.4Ⓒ) принимается на 1...7 мм меньше ширины колеса (рис.1.1, д). Колесо насаживается до упора в буртик, который расположен со стороны второй опоры, а диаметр его на 5...7 мм больше посадочного диаметра колеса.

Диаметры промежуточных участков вала между посадочным местом колеса и первой опорой и между буртиком к второй опорой принимаются так, чтобы обеспечить достаточную высоту заплечиков для упора колес и подшипников.

Таким образом, получается приблизительный практический профиль вала. Окончательно, конструкция вала будет принята после проверки работоспособности подшипников, шпонок, шлицев, прочерчивания сборочной единицы, проверки (в случае необходимости) вала по другим критериям работоспособности.

1.5 Проверка вала на усталостную прочность

Расчет на усталость выполняется после того, как сконструирован вал, если в исследуемом сечении окажется, что

$$\sigma_i > \frac{\varepsilon \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot s_{-1}};$$

где $\sigma_i = \frac{\sqrt{M_{npi}^2}}{0,1d_i^3}$ - действующее напряжение в сечении,

МПа;

σ_{-1} – предел выносливости материала, МПа (таб.1.1);

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений, зависящий от формы и размеров переходных участков, шпоночных пазов, величины натяга в случае посадки навал деталей с натягом, наконец, просто от царапин на поверхности вала (таб.1.5);

s_{-1} – коэффициент запаса прочности по пределу выносливости;

ε – масштабный коэффициент, который уменьшается с увеличением диаметра вала от 1 при $d=20\text{мм}$, до 0,6 при $d=150\text{мм}$, т.к. механические характеристики материалов снижаются с увеличением размеров деталей.

Если это неравенство выполняется, то определяется общий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{s_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{s_\tau}\right)^2}} \leq [S]$$

где s_σ - коэффициент запаса прочности по изгибу (при отсутствии кручения);

s_τ - коэффициент запаса прочности по кручению (при отсутствии изгиба);

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon\beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon\beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m};$$

где β - коэффициент упрочнения, вводимый в тех случаях, когда вал подвергается упрочняющей обработке (обкатка роликом или обдувка дробью), в зависимости от способа упрочнения $\beta=1,1...1,3$;

τ_m, σ_m – постоянные составляющие процесса изменения напряжений;

σ_a, τ_a – переменные составляющие процесса изменения напряжений (амплитуда напряжений).

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений. Асимметрия характеризуется отношениями

$$\eta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}; \psi_\sigma = \frac{2\sigma_0 - \sigma_{-1}}{\sigma_0}; \psi_\tau = \frac{2\tau_0 - \tau_{-1}}{\tau_0};$$

где σ_0, τ_0 – пределы выносливости при пульсирующем цикле напряжений.

Чем более качественная сталь, тем чувствительнее она к асимметрии цикла, т.е. тем выше для нее значения ψ_σ, ψ_τ .

Значения коэффициентов $k_\sigma, \beta, \varepsilon$, используемых в этих формулах, приводятся в справочной литературе.

Допускаемый коэффициент запаса по усталостной прочности обычно $[s] = 1,5...2,5$.

Если в исследуемом сечении вала запас прочности окажется меньше допустимого (это значит, что вероятность усталостной поломки вала – значительна) необходимо пересмотреть конструкцию вала, принять меры к снижению концентрации напряжений, применить упрочняющую обработку.

1.6 Расчет валов и осей на жесткость

Расчет выполняется в тех случаях, когда чрезмерные деформации валов и осей могут нарушить нормальную работу подерживаемых ими деталей.

Расчеты на жесткость выполняются по правилам и формулам сопротивления материалов и сводятся к определению прогибов, углов поворота, углов закручивания валов. Допускаемые величины деформаций определяются условиями нормальной работы передач, подшипников и т.п. В общем машиностроении приняты такие осредненные нормативы:

наибольший прогиб не должен превышать $0,0001...0,0005$ длины пролета;

Значения коэффициентов концентрации

Таблица 1.5

Вид концентра-	D/d	K_σ при σ_B , МПа	K_τ при σ_B , МПа
----------------	-----	---------------------------------	-------------------------------

Детали машин и основы конструирования

тора		600	700	800	1000	700	800	1000
	$\leq 1,1$	1,19	1,22	1,22	1,24	1,05	1,06	1,09
	$\leq 1,2$	1,27	1,30	1,34	1,34	1,08	1,10	1,15
	≤ 2	1,32	1,36	1,36	1,40	1,10	1,14	1,20
		1,5	1,6	1,8	2,0	1,4	1,8	2,1
	$\leq 1,18$	1,53	1,56	1,58	1,68	1,14	1,21	1,29
	$\leq 1,3$	1,50	1,55	1,60	1,70	1,18	1,27	1,37
	$\leq 1,45$	1,55	1,59	1,63	1,73	1,19	1,28	1,38

 Значения масштабных факторов ε_{σ} и ε_{τ}

Таблица 1.6

Сталь		Диаметр вала, мм					
		20	30	40	50	70	100
Углеродистая	ε_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Легированная	$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

значения прогибов в местах расположения зубчатых колес не должны превышать 0,01...0,03 модуля этих колес;

угол наклона вала под зубчатыми колесами не должен превышать 0,0001...0,002 рад;

угол наклона вала на опорах качения не должен превышать для роликоподшипников 0,0025...0,0016 рад., для шарикоподшипников - 0,005 рад.;

наибольший угол наклона в подшипнике скольжения 0,001 рад.;

допускаемый угол закручивания для трансмиссионных валов не более 0,25...0,35 градуса на погонный метр длины вала.

1.7 Расчет валов на колебания

Колебания валов связаны в периодическими изменениями передаваемой нагрузки, неуравновешенностью вращающихся масс и т.п. Наиболее характерными колебаниями валов и осей являются поперечные колебания от изгиба, крутильные (угловые) колебания.

Важнейшей задачей расчета на колебания является предупреждение резонанса, вследствие совпадения собственной частоты вала и частоты внешней нагрузки.

Собственные частоты валов с насаженными на них деталями ω_c вычитывают согласно законам теории колебаний.

Критическое число оборотов при котором наступает резонанс

$$n_{кр} = 60\omega_c \text{ мин}^{-1}$$

Зона от $0,7 n_{кр}$ до $1,3 n_{кр}$ называется критической. При длительной работе вала в этой зоне поломка неизбежна. Обычно валы работают в докритической зоне. При больших - скоростях применяют валы, работающие в закритической зоне. Переход через критическую зону осуществляется с применением специальных ограничителей колебаний или, когда это возможно гибких валов.

1.8 Посадочные поверхности

Посадочные поверхности - это поверхности вала, на которых располагаются элементы передач (колеса, шкивы, звездочки, полумуфты), а также подшипники, кольца, втулки...

Поверхности, контактирующие с этими деталями, выполняются чаще всего цилиндрическими, реже - коническими. Во всех случаях диаметры этих поверхностей округляются согласно ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры».

Концевые участки валов выполняют цилиндрическими по ГОСТ 12080-7 или коническими по ГОСТ 12081-72.

Диаметры посадочных мест под подшипники округляются в соответствии с типоразмером выбранного подшипника.

Для обеспечения необходимого качества сопряжения поддерживаемых деталей с валом, размеры посадочных поверхностей вала должны быть выполнены с точностью, соответствующей 6...7, реже 8 квалитетам. При этом в первую очередь должны применяться предпочтительные посадки, перечисленные ниже.

Посадки с зазором: (в порядке уменьшения зазора)

Детали машин и основы конструирования

$$\frac{H8}{e8}; \frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h6}$$

Эти посадка применяют в неподвижных соединениях при необходимости смены деталей или обеспечения легкой сборки в тех случаях, когда допускается проворачивание и продольное перемещение деталей при регулировке.

Переходные посадки: $\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{n6}$

Эти посадки предназначены для неподвижных соединений, подвергающимся при ремонтах разборке и сборке. Неподвижность деталей относительно вала обеспечивается шпонками, штифтам и т.п.. Наиболее распространена посадка $\frac{H7}{k6}$, которая

обеспечивает хорошее центрирование при незначительных усилиях сборки.

Посадки с натягом $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$ используются при

необходимости получать неподвижные соединения без дополнительного крепления деталей, например: посадка колес на оси в железнодорожном транспорте.

При назначении посадки подшипников качения на вал нужно помнить, что посадочное отверстие подшипника выполнено с отклонениями в системе отверстия, но с перевернутым полем допуска (рис. 1.5).

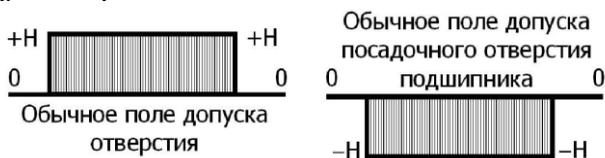


Рисунок 1.5 Расположение полей допуска отверстия и внешней обоймы подшипника.

валов

Свободные размеры валов выполняются по 12...14 квалитету.

Точность изготовления вала определяется также точностью выполнения формы расположения поверхностей.

Допускаемые отклонения формы цилиндрических поверхностей вала составляют, обычно, для посадок подшипников нулевого и шестого классов точности не более половины допуска на диаметр, а для деталей передач по 6, 7 квалитетам точности не более допуска на диаметр по овальности и конусности. При этом под овальностью понимается разность между наибольшим и наименьшим диаметрами в одном сечении, а под конусностью - разность диаметров в крайних сечениях посадочной поверхности.

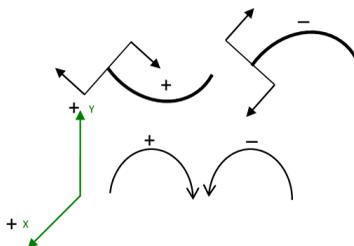
Несовпадение оси посадочной поверхности с геометрической осью вала приводит к радиальным биениям этой поверхности во время вращения вала. Радиальные биения валов диаметром до 50 мм не должны превышать 0,02 мм.

Пример рабочего чертежа вала представлен на рисунке.

1.6

1.9 Пример проектировочного расчет вала.

Определим реакции в опорах А и В. По правилу равенства моментов относительно опоры А получим (считаем, что если момент стремится повернуть балку по часовой стрелке – он положительный, если против - отрицательный, если приведенный момент изгибает в виде чаши балку – момент положительный, если нет -



отрицательный).

Рисунок 1.7 Принятые правила для определения знака изгибающего момента или силы.

Определим вертикальные реакции в опоре А:
сумма моментов в вертикальной плоскости:

$$\sum M_{By}=0,$$

$$F_{R1} \cdot (a + b + c) - R_{AY}(b+c) + F_R \cdot c - F_X \cdot d_{m1}/2 = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{AY} = (F_{R1} \cdot (a + b + c) + F_R \cdot c - F_X \cdot d_1/2)/(b + c) =$$

$$= (1249 \cdot (70+50+170) + 1033 \cdot 170 - 493 \cdot 42,25/2)/(50+170) = 2397 \text{ (Н)}$$

Определим вертикальные реакции в опоре В:

сумма моментов в вертикальной плоскости: $\Sigma M_{AY} = 0$,

$$F_{R1} \cdot a - F_X \cdot d_1/2 - F_R \cdot b + R_{BY} \cdot (a + b) = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_{BY} = (-F_{R1} \cdot a + F_X \cdot d_1/2 + F_R \cdot b)/(a + b) = (-1249 \cdot 70 + 493 \cdot 42,65/2 + 1033 \cdot 50)/(70+50) = -211 \text{ (Н)}$$

Реакции опор в горизонтальной плоскости:

$$\Sigma M_{BX} = 0,$$

$$R_{AX} \cdot (b+c) - F_t \cdot c = 0 \Rightarrow R_{AX} = F_t \cdot c/(b+c) = 2795 \cdot 170/(50+170) = 2160$$

(Н)

$$\Sigma F_{BX} = 0,$$

$$F_t - R_{AX} - R_{BX} = 0 \Rightarrow R_{BX} = R_{AX} - F_t = 2160 - 2795 = -635 \text{ (Н)}$$

Определим суммарные реакции в опорах (необходимы для выбора подшипников).

В опоре А:

$$R_{\Sigma A} = ((R_{AX})^2 + (R_{AY})^2)^{1/2} = ((2160)^2 + (2397)^2)^{1/2} = 3227 \text{ (Н)}$$

В опоре В:

$$R_{\Sigma B} = ((R_{BX})^2 + (R_{BY})^2)^{1/2} = ((-635)^2 + (-211)^2)^{1/2} = 669 \text{ (Н)}$$

Построим эпюры изгибающих моментов в сечениях вала (сечения, в которых действуют приведенные моменты необходимо рассматривать слева и справа от точки приведения момента, например сечения II и III).

В вертикальной плоскости Y:

$$M_{IY} = 0 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{IIY} = F_{R1} \cdot a = 1249 \cdot 100 = 124900 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{III,1Y} = F_{R1} \cdot (a+b) - R_{AY} \cdot b = 1249 \cdot (70+50) - (2397 \cdot 50) = 30030 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{III,2Y} = F_{R1} \cdot (a+b) - R_{AY} \cdot b - F_X \cdot d/2 = 1249 \cdot (70+50) - (2397 \cdot 50) - 493 \cdot 42,65/2 = 19517 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{IVY} = F_{R1} \cdot (a+b+c) - R_{AY} \cdot (b+c) + F_R \cdot c - F_X \cdot d/2 = 1249 \cdot (70+50+170) - (2397 \cdot (50+170)) + 1033 \cdot 170 - 493 \cdot 42,65/2 = -33 \approx 0 \text{ (Н мм)}$$

(проверка сошлась – реакции определены правильно);

В горизонтальной плоскости X:

$$M_{IX} = 0 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{II X} = 0 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{III,2X} = -R_{AX} \cdot b = -2160 \cdot 50 = -108000 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{VI X} = 0 \text{ (Н мм)}.$$

Определим суммарные моменты в сечениях вала:

$$M_{\Sigma I} = ((M_{IY})^2 + (M_{IX})^2)^{1/2} = 0;$$

Детали машин и основы конструирования

$$M_{\Sigma II} = ((M_{II \gamma})^2 + (M_{II \chi})^2)^{1/2} = ((124900)^2 + (0)^2)^{1/2} = 124900 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{\Sigma III 1} = ((M_{III1 \gamma})^2 + (M_{III1 \chi})^2)^{1/2} = ((30030)^2 + (-108000)^2)^{1/2} = 112097 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{\Sigma III 2} = ((M_{III2 \gamma})^2 + (M_{III2 \chi})^2)^{1/2} = ((19517)^2 + (-108000)^2)^{1/2} = 109749 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{\Sigma IV} = 0 \text{ (Н мм)};$$

Определим приведенные моменты для сечений вала:

$$M_{Iпр} = T_1 = 67208 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{IIпр} = ((M_{\Sigma II})^2 + T^2)^{1/2} = (124900^2 + 67208^2)^{1/2} = 141834 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{III 1пр} = ((M_{\Sigma III})^2 + T^2)^{1/2} = ((112097)^2 + (67208)^2)^{1/2} = 130701 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{III 2пр} = (M_{\Sigma III}) = 109749 \text{ (Н мм)};$$

$$M_{VIпр} = M_{\Sigma VI} = 0 \text{ (Н мм)}.$$

Найдем теоретические диаметры вала в его сечениях:

$$d_I = (M_{Iпр} / (0,1 \cdot [\sigma_{и}]))^{1/3} = (67208 / (0,1 \cdot 50))^{1/3} = 23,8 \text{ (мм)}$$

$$d_{II} = (M_{IIпр} / (0,1 \cdot [\sigma_{и}]))^{1/3} = (141834 / (0,1 \cdot 50))^{1/3} = 30,5 \text{ (мм)}$$

$$d_{III 1} = (M_{III 1пр} / (0,1 \cdot [\sigma_{и}]))^{1/3} = (130701 / (0,1 \cdot 50))^{1/3} = 29,7 \text{ (мм)}$$

$$d_{III 2} = (M_{III 2пр} / (0,1 \cdot [\sigma_{и}]))^{1/3} = (109749 / (0,1 \cdot 50))^{1/3} = 28 \text{ (мм)}$$

$$d_{IV} = (M_{IVпр} / (0,1 \cdot [\sigma_{и}]))^{1/3} = (0 / (0,1 \cdot 50))^{1/3} = 0 \text{ (мм)}$$

$$\text{где } [\sigma_{и}] = \sigma_{-1} / (k'_{\sigma} \cdot s') = 250 / (2 \cdot 2,5) = 50 \text{ (МПа)}$$

$[\sigma_{и}]$ – допускаемые напряжения при изгибе, МПа; σ_{-1} – предел выносливости материала при изгибе (сталь 45), 250 МПа; k'_{σ} – ориентировочное значение коэффициента концентрации, $k'_{\sigma} = 2$; s' – коэффициент запаса прочности, $s' = 2 \dots 2,5$.

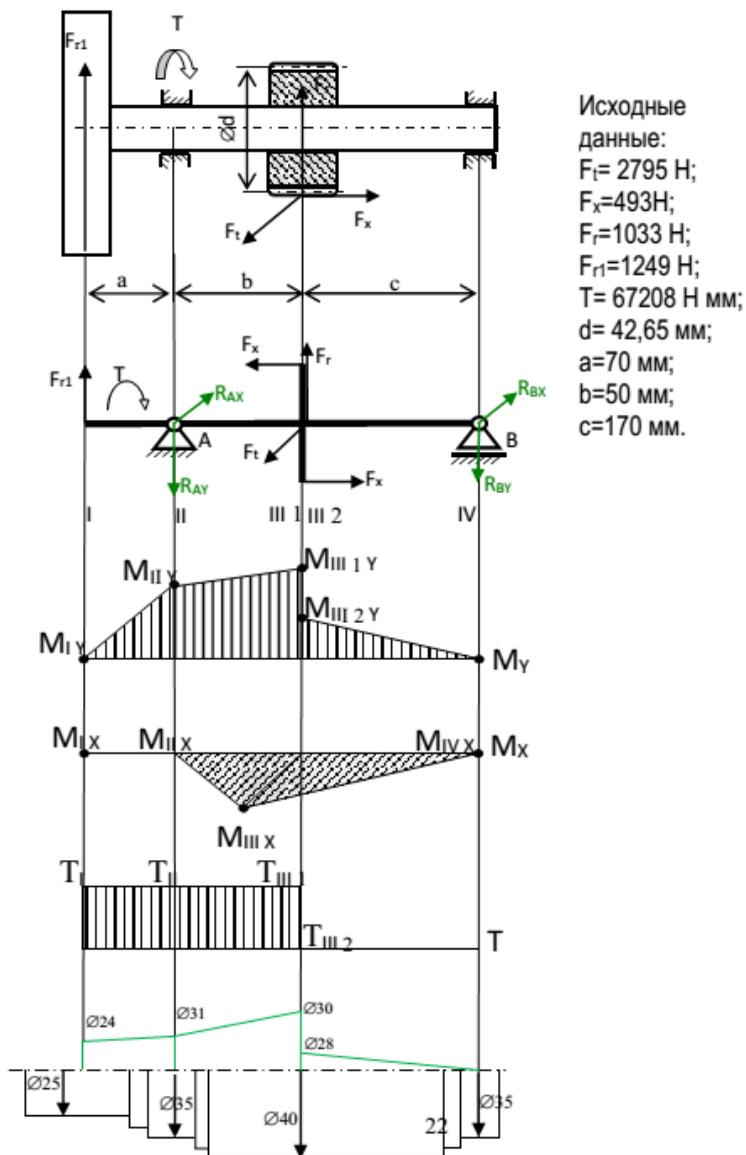


Рисунок 1.8 Расчетная схема, эпюры изгибающих моментов, теоретический и практический профиль вала