

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия (ДГМА)

ДЕТАЛИ МАШИН

ВАЛЫ (ОСИ) И ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Методические указания
для студентов механических специальностей

Утверждено
на заседании методического совета
Протокол № от

Краматорск
ДГМА
2014

Детали машин. Валы (оси) и подшипники качения : методические указания для студентов механических специальностей / сост. : Н. Г. Таровик, С. Г. Карнаух, Т. А. Кулик. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 85 с.

Приведены краткие сведения о валах (осях) и подшипниках качения, рекомендации по конструированию этих деталей, выполнению проектировочных и проверочных расчетов, необходимые для расчетов справочные данные, иллюстрирующие примеры.

Составители:	Н. Г. Таровик, ассист., С. Г. Карнаух, доц., Т. А. Кулик, ст. преп.
--------------	---

Отв. за выпуск	С. Г. Карнаух, доц.
----------------	---------------------

СОДЕРЖАНИЕ

1 ВАЛЫ И ОСИ	4
1.1 Краткие сведения об осях и валах	4
1.2 Конструирование валов и осей	7
1.3 Расчеты валов и осей	11
1.3.1 Расчеты трансмиссионных валов.....	11
1.3.2 Расчеты машинных валов и осей	13
1.3.2.1 Проектировочные расчеты	13
1.3.2.2 Проверочные расчеты	29
1.4 Примеры расчетов	37
1.4.1 Расчет трансмиссионного вала	37
1.4.2 Пример расчета невращающейся оси.....	38
1.4.3 Примеры расчетов машинного вала	39
2 ОПОРЫ. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ	49
2.1 Условные обозначения.....	49
2.2 Конструкция и классификация подшипников качения.....	50
2.3 Система условных обозначений подшипников качения.....	53
2.4 Характеристика подшипников качения	54
2.4.1 Радиальные подшипники.....	54
2.4.2 Радиально-упорные подшипники	56
2.4.3 Упорные подшипники	56
2.5 Обоснование выбора подшипников	57
2.6 Нагрузки на подшипники	58
2.7 Расчеты подшипников на заданный ресурс (долговечность).....	60
2.8 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипники	63
2.9 Расчет эквивалентных нагрузок при переменных режимах работы..	68
2.10 Выбор посадок подшипников	69
2.11 Примеры расчетов подшипников качения на долговечность	71
2.12 Расчеты подшипников на статическую грузоподъемность	79
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	81
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	88

1 ВАЛЫ И ОСИ

1.1 Краткие сведения об осях и валах

Валы и оси предназначены для поддержания в пространстве деталей передач вращательного и качательного движения и физически осуществляют их геометрическую ось вращения. Отличительная особенность вала по сравнению с осью состоит в том, что вал воспринимает все усилия, действующие на закрепленные на нем детали, и передает вращающий момент к этим деталям. Оси воспринимают на себя только силы, а вращающим моментом не нагружаются.

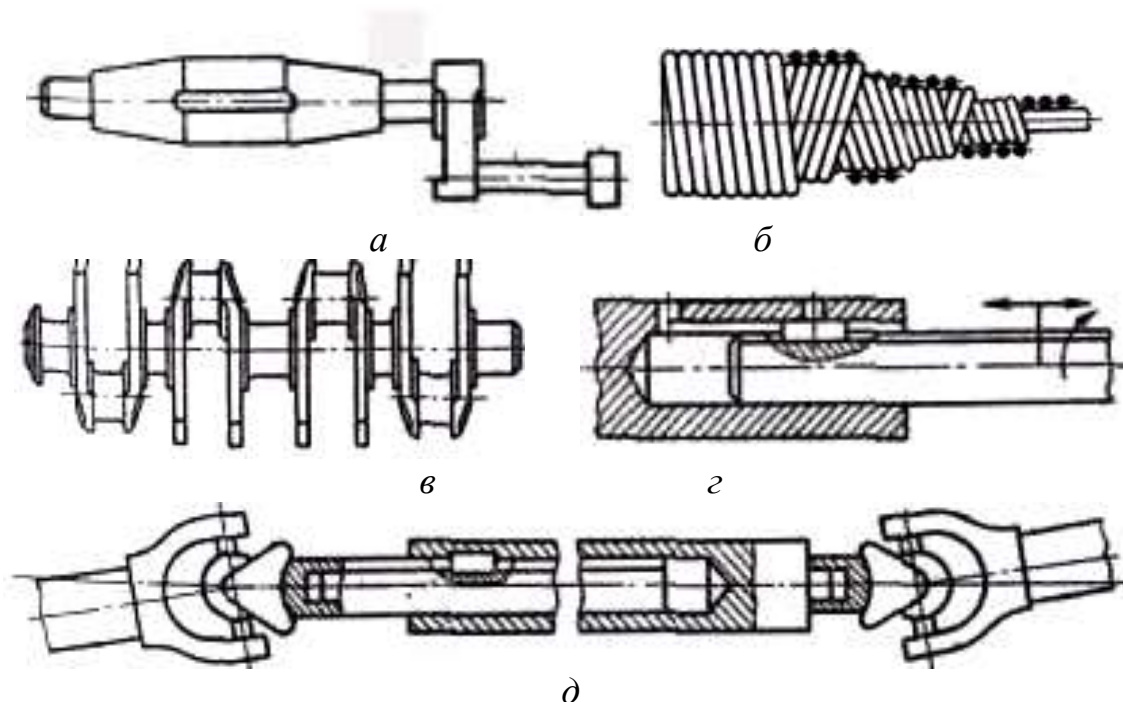
В общем случае в валах возникают нормальные напряжения изгиба (от поперечных сил), нормальные напряжения растяжения – сжатия (от осевых сил) и касательные напряжения кручения (от вращающего момента), т.е. вал находится в условиях сложного напряженного состояния. Причем нормальные напряжения, а иногда и касательные, изменяются циклически, поэтому основной причиной разрушения валов является усталость материалов.

В осях возникают только нормальные напряжения изгиба и растяжения – сжатия — простое напряженное состояние. Циклически напряжения изменяются во вращающихся осях. В невращающихся осях при неизменных направлении и величине внешних сил напряжения во времени не меняются. Поэтому разрушение в связи с усталостью материала характерно только для вращающихся осей. Невращающиеся рассчитываются на статическую прочность.

По конструктивной форме оси в большинстве случаев выполняются "гладкими" (постоянный диаметр по всей длине) или имеют незначительные переходы диаметров, главным образом для выделения посадочных мест. Переменного ("фасонного") сечения, с формой, приближающейся к форме тела равного сопротивления изгибу, выполняются только большие оси, при этом преследуется цель экономии металла. С этой же целью широко практикуются полые ("трубчатые") оси.

Обычные для осей материалы – углеродистые стали марок Ст4, Ст5, Ст6, Сталь 30, Сталь 35, Сталь 45. Термически и термо-химически оси обрабатываются редко.

Валы по конструкции и назначению принято делить на трансмиссионные, машинные (промежуточные) и специальные (рис. 1.1).



*а – кривошипные; б – гибкие; в – коленчатые; г – телескопические;
д – карданные*

Рисунок 1.1 – Конструкции валов

К специальным валам относятся валы особой формы и назначения, применяемые в некоторых специализированных машинах: коленчатые валы, шпиндели станков, гибкие валы. В настоящих методических указаниях они не рассматриваются. Трансмиссионные валы применяют для передачи вращающего момента между далеко отстоящими друг от друга, но кинематически связанными деталями (например, ходовые колеса кранов) при осуществлении группового привода от одного двигателя к нескольким машинам или нескольким рабочим органам одной машины. Отличительная особенность трансмиссионных валов – большая длина, достигающая иногда до нескольких десятков метров. Длинные трансмиссионные валы выполняют из отдельных секций, связанных друг с другом муфтами. Длина секций определяется возможностями предприятия изготовлять длинные тонкие детали и может достигать до нескольких метров. С целью предотвращения значительных поперечных прогибов секций вала под собственным весом трансмиссионные валы делают многоопорными. В практике рекомендуется выбирать расстояние между опорами ℓ , мм:

$$\ell = (300..400)\sqrt{d} . \quad (1.1)$$

Сложность механической обработки длинных тонких деталей заставляет делать трансмиссионные валы предельно простой конфигурации, часто из холодноотянутой калиброванной стали круглого сечения без механической обработки или с обработкой только посадочных мест.

Материалы трансмиссионных валов — Ст4, Ст5, Ст6. Термическая или химико-термическая обработка не применяется.

Машинными валами принято называть промежуточные валы в машинах и механизмах с рядом последовательных передач (редукторах, коробках скоростей и т.д.). Отличительной особенностью машинных валов является относительно небольшая длина и сложная конфигурация (переходы диаметров, кольцевые проточки, шпоночные канавки, шлицы, доле-вые, поперечные глухие и сквозные отверстия). Многоступенчатость машинных валов объясняется необходимостью иметь опорные торцы для за-крепления различных деталей от осевых смещений. Кольцевые проточки, переходы диаметров связаны с технологией обработки и сборки. Шпоноч-ные канавки, отверстия — элементы деталей соединений.

Все контролируемые размеры вала должны выбираться из нормаль-ного ряда по ГОСТ 6636-69 (табл. 1.1).

Сложная форма машинных валов требует особого внимания к кон-струированию отдельных элементов вала: переходов от одного диаметра к другому, посадочных мест и т.д. Общие требования к конструкции ма-шинных валов: максимальная прочность и жесткость при минимальном весе, что достигается возможно большим приближением внешней конфи-гурации вала к форме балки равного сопротивления изгибу; предельное уменьшение концентрации напряжений в опасных сечениях.

Таблица 1.1 – Нормальные линейные размеры (по ГОСТ 6636-69)

$R_a 5$	2,5				4				6,3				10				16							
$R_a 10$	2,5		3,2		4		5		6,3		8		10		12		16				20			
$R_a 20$	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	8	9	10	11	12	14	16	17	18	19	20	22	24	

$R_a 5$	25								40								63			
$R_a 10$	25				32				40				50				63		80	
$R_a 20$	25	26	28	30	32	34	36	38	40	42	45	48	50	53	56	60	63	71	80	90

$R_a 5$	100				160				250				400			
$R_a 10$	100		125		160		200		250		320		400		500	
$R_a 20$	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560

Примечания:

1 Настоящий стандарт устанавливает ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.) в интервале 0,001...20000 мм.

2 При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд $R_a 5$ следует предпочитать ряду $R_a 10$, ряд $R_a 10$ – ряду $R_a 20$ и т.д.).

3 Дополнительные размеры допускается применять лишь в отдель-ных, технически обоснованных случаях.

К материалам машинных валов предъявляются требования достаточной прочности, жесткости, ударной вязкости при минимальной чувствительности к концентрации напряжений. Этим требованиям отвечают: углеродистые стали марок: Ст. 5, Ст. 6, Сталь 35, Сталь 40, Сталь 45; легированные стали: 40Х, 38Х2М10А, 40ХНМА, 30ХГТ, 30ХГСА; цементируемые стали: 20, 20Х, 2ХН3А, 18ХГТ. Ответственные валы подвергаются термической (нормализация, термическое улучшение, объемная и поверхностная закалка) и химико-термической обработке (цементация, азотирование, цианирование). Места концентрации напряжений подвергаются механической обработке, связанной с поверхностным пластическим деформированием металла (обкатка роликами, шариками, обдувка дробью, вибробчеканка и т.п.).

1.2 Конструирование валов и осей

Конструкция вала (форма в осевом сечении) определяется характером изменения нагрузки по длине, т. е. размерами деталей, которые располагаются на валу, технологией изготовления и сборки.

В большинстве случаев валы выполняют ступенчатыми. Эта форма удобна в изготовлении и сборке. Уступы валов могут воспринимать большие осевые силы. Желательно, чтобы каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь (ступица колеса, втулка, подшипник качения и т. п.) проходила по валу до своей посадочной поверхности без натяга для предупреждения повреждения поверхностей и ослабления посадок.

Посадочные поверхности под ступицы деталей, насаживаемых на вал, выполняют цилиндрическими или коническими. Основное применение имеют цилиндрические поверхности как более простые. Конические поверхности применяют для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для обеспечения заданного натяга и для повышения точности центрирования деталей.

При конструировании ступенчатого вала следует стремиться к минимальному числу ступеней, что сокращает число переходов и номенклатуру режущего и измерительного инструмента и в свою очередь обеспечивает технологичность и экономичность конструкции.

Перепад диаметральных размеров ступеней определяется необходимостью согласования их со стандартными значениями размеров посадочных поверхностей ступиц и подшипников, достаточной опорной поверхностью для восприятия осевых сил при заданных размерах переходных поверхностей (радиусов закругления кромок, размеров фасок) и условиями сборки. Перепад диаметров должен быть минимальным.

Передача осевых нагрузок на валы от насаженных на них деталей и их фиксирование в осевом направлении осуществляют следующими способами:

- тяжелые нагрузки: упором деталей в уступы на валу (буртики, заплечики), посадкой деталей с натягом;
- средние нагрузки: гайками, штифтами;
- легкие нагрузки: стопорными винтами, пружинными кольцами, клеммовыми соединениями.

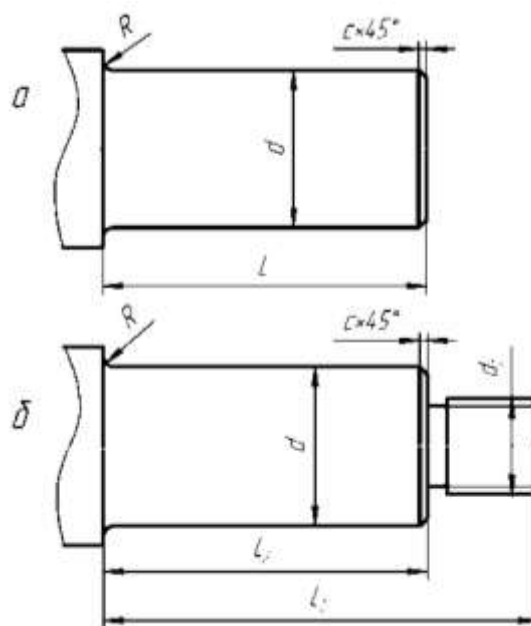
Для передачи крутящих моментов применяют шпоночные, шлицевые и другие соединения.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют: концевые участки, участки перехода от ступени к ступени, места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих вращательное движение.

Концевые участки выполняют цилиндрическими (рис. 1.2) или коническими (рис. 1.3).

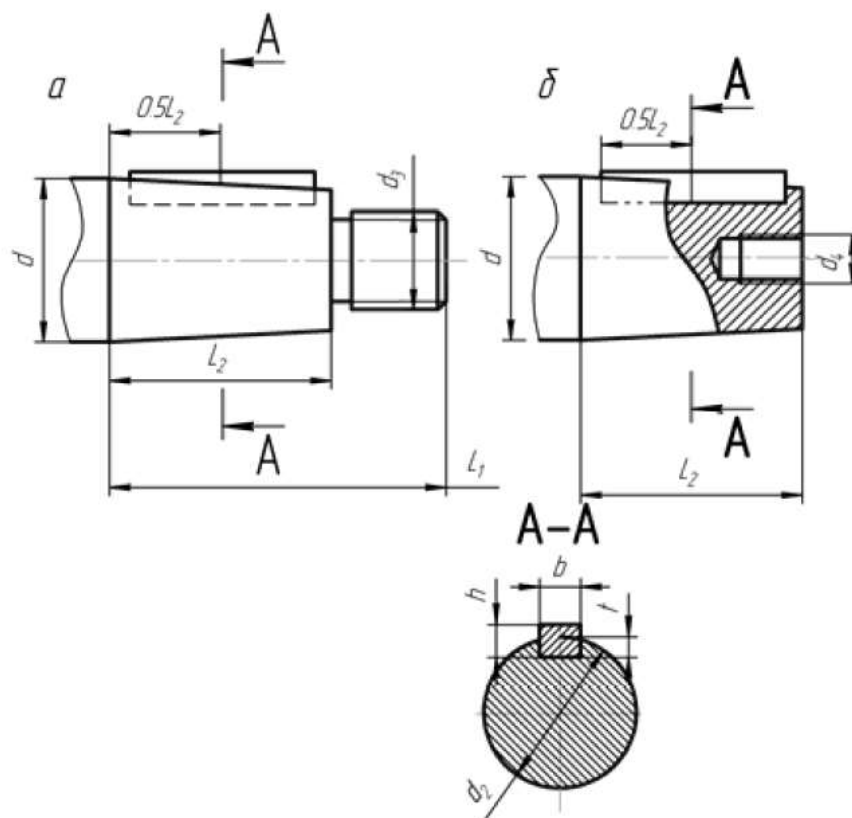
Переходные участки валов между двумя ступенями разных диаметров выполняют следующими:

1 С канавкой для выхода шлифовального круга или для выхода резбонарезного инструмента (если на валу есть резьбовые участки). Зачастую канавки имеют ширину более 3 мм и глубину более 0,25...0,30 мм. Канавки должны иметь максимально возможные радиусы закругления для уменьшения концентрации напряжений. Канавки выполняют на валах, диаметры которых определяются из условия жесткости, и на концевых участках валов, в сечениях которых возникают незначительные изгибающие моменты (рис. 1.4).



a – цилиндрические; б – цилиндрические с резьбовым концом

Рисунок 1.2 – Концы валов



а – с наружной резьбой; б – с внутренней резьбой
Рисунок 1.3 – Конические концы валов

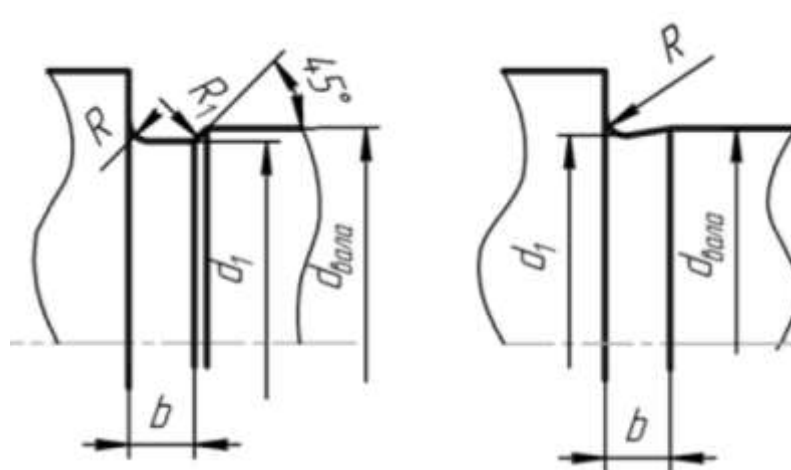


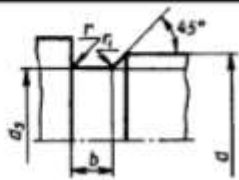
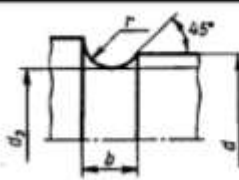
Рисунок 1.4 – Канавки для выхода шлифовального круга

Таблица 1.2 – Размеры канавок в миллиметрах

$d_{\text{ВАЛА}}$	b	d_1	R	R_1
10...50	3,0	$d_{\text{ВАЛА}} - 0,5$	1	0,5
50...100	5,0	$d_{\text{ВАЛА}} - 1,0$	1,6	0,5
более 100	8,0		2,0	1,0

Канавки также нужны на концах участков с резьбой для выхода резьбонарезного инструмента (табл. 1.3)

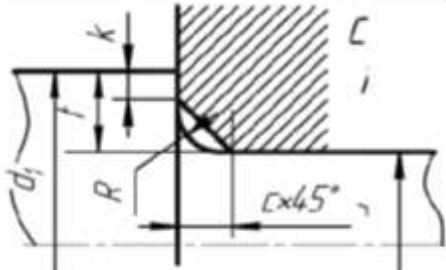
Таблица 1.3 – Проточки для выхода резьбонарезного инструмента (ГОСТ10549–80), мм

Шар резьбы						d ₃
	b	r	r ₁	b	r	
1	3	1	0,5	3,6	2	d – 1,5
1,25	4			4,4	2,5	d – 1,8
1,5				4,6	2,5	d – 2,2
1,75				5,4	3	d – 2,5
2	5	1,6	1,0	5,6	3	d – 3,0
2,5	6			7,3	4	d – 3,5
3				7,6		d – 4,5

2 С переходной поверхностью – галтелью постоянного радиуса или специальной формы.

Скругленный переход (табл. 1.4) выполняют в тех случаях, когда по условиям прочности нельзя допускать высоких уровней концентрации напряжений. В этом случае требуется специальная заправка шлифовально-го круга по радиусу галтели, что усложняет производство. Переходная поверхность специальной формы значительно понижает концентрацию напряжений, но технологически трудоемка. Ее применение целесообразно в ответственных конструкциях.

Таблица 1.4 – Размеры радиусов галтелей и фасок

	Диаметр d	Ради- ус R	Фаска c
	Свыше 18 до 30	1,6	2,0
	Свыше 30 до 50	2,0	2,5
	Свыше 50 до 80	2,5	3,0
	Свыше 80 до 120	3,0	4,0

1.3 Расчеты валов и осей

С точки зрения расчета ось является частным случаем машинного вала, поэтому их расчеты в дальнейшем рассматриваются совместно.

Применительно к деталям типа валов и осей четко разграничиваются два вида расчетов: проектировочный, цель которого – определить исходный размер для последующего конструирования, и проверочный, которым проверяется работоспособность спроектированной детали. В дальнейшем каждый вид расчета рассматривается особо.

Основными критериями работоспособности для валов и осей являются прочность и жесткость. Нерезонансность, характерная для валов ограниченного числа специальных машин, в настоящих указаниях не рассматривается.

1.3.1 Расчеты трансмиссионных валов

Обычно трансмиссионные валы нагружаются только вращающим моментом, поэтому расчеты их ведут на обеспечение крутильной прочности и жесткости. Из-за большой длины трансмиссионные валы склонны к значительным углам закручивания. В подавляющем числе случаев большие углы закручивания валов и связанное с этим рассогласование работы отдельных деталей механизма не могут быть допущены. Этим объясняется рекомендация предпочтительного расчета трансмиссионных валов из условия необходимой жесткости.

Величиной, характеризующей крутильную жесткость вала, является относительный угол его закручивания в градусах на длине в один метр. Если эта величина ограничивается каким-то допускаемым значением, для проверочного расчета трансмиссионного вала на жесткость может быть использована следующая зависимость:

$$\varphi = \frac{10^3 T}{G \cdot I_\rho} \frac{180^\circ}{\pi} \leq [\varphi], \quad (1.2)$$

где φ – угол закручивания на длине в один метр, ...⁰;

T – момент вращающий, Н·м;

d – диаметр вала, мм;

G – модуль сдвига материала вала;

I_ρ – полярный момент инерции площади сечения вала, $I_\rho = 0,1d^4$;

$[\varphi]$ – допускаемый угол закручивания на длине в один метр, ...⁰.

Из выражения (1.2) можно получить формулу для проекторочного расчета диаметра вала при заданном допускаемом угле закручивания в градусах на длине в один метр:

$$d \geq 9,24 \sqrt[4]{\frac{1}{[\varphi]}} \sqrt[4]{T} = 914 \sqrt[4]{\frac{1}{[\varphi]}} \sqrt[4]{\frac{P}{n}}. \quad (1.3)$$

В практике распространены следующие нормы допускаемого угла закручивания: $[\varphi] = (0,25...1) \frac{^\circ}{м}$, хотя технически они не обоснованы.

Тогда

$$d \geq (13...9) \sqrt[4]{T} = (130...90) \sqrt[4]{\frac{P}{n}}. \quad (1.4)$$

В отдельных случаях значение допустимого угла закручивания можно принять, воспользовавшись рекомендациями табл. 1.5.

Таблица 1.5 – Допустимый угол закручивания $[\varphi]$ в зависимости от назначения вала

Место установки вала	$[\varphi], \frac{^\circ}{м}$
Трансмиссионные валы мостовых кранов	0,25...0,3
Карданные валы автомобилей	3...4
Валы редукторов и коробок передач	0,5
Ходовые валы металлорежущих станков	0,085

Расчет трансмиссионного вала на крутильную прочность целесообразен, когда упругое закручивание вала не оказывает влияния на работу механизма.

Ограничивая напряжения кручения в вале допускаемыми значениями $[\tau]_{кр}$, МПа, для проверочного расчета получим:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = 5 \cdot 10^3 \frac{T}{d^3} = 48,64 \cdot 10^6 \frac{P}{nd^3} \leq [\tau]. \quad (1.5)$$

Из формулы (1.5) для проекторочного расчета

$$d \geq 173 \sqrt[3]{\frac{1}{[\tau]}} \sqrt[3]{T} = 3653 \sqrt[3]{\frac{1}{[\tau]}} \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (1.6)$$

Распространенные в практике значения допускаемых напряжений кручения при расчетах трансмиссионных валов $[\tau]_{кр} = 20...30$ МПа.

Тогда

$$d \geq (6,3...5,5)\sqrt[3]{T} = (134...117)\sqrt[3]{\frac{P}{n}}. \quad (1.7)$$

1.3.2 Расчеты машинных валов и осей

1.3.2.1 Проектировочные расчеты

Проектировочные расчеты машинных валов и осей выполняют, как правило, из условия прочности. Особой точности при выполнении проектировочных расчетов не требуется.

Упрощенно минимальный диаметр вала можно получить из условия крутильной прочности по формуле

$$d \geq 6\sqrt[3]{T} = 130\sqrt[3]{\frac{P}{n}}. \quad (1.8)$$

Этой же формулой условно можно воспользоваться и для расчета диаметра оси.

Значительно более достоверные результаты для опасного сечения можно получить, ведя расчет по приведенным напряжениям из условия изгибной прочности. Правда, расчет возможен лишь в том случае, когда хотя бы приближенно известны расстояния между опорами и положением деталей на валу (оси).

Наличием осевых сил, обычно не оказывающих очень существенного влияния на напряженное состояние детали, можно пренебречь.

Вести расчет рекомендуется в такой последовательности:

1 Определить значение и направление усилий, действующих на вал.

Основные нагрузки на валы создают силы, действующие в зубчатых и червячном зацеплениях. Зависимости для определения составляющих усилия в зацеплении приведены в табл. 1.6, а расчетные схемы на рис. 1.5, 1.6.

Если на консольном конце входного или выходного вала посажен шкив ременной передачи, действующая со стороны передачи нагрузка определяется при расчете соответствующей передачи

$$Q = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right).$$

Если на конце выходного вала посажена звездочка цепной передачи, действующая на вал нагрузка со стороны передачи

$$F_b = 1,15 \cdot F_{t33} = 1,15 \frac{2000T_{вед.36.}}{d_{вед.36.}},$$

где $T_{вед.зв.}$ и $d_{вед.зв.}$ - соответственно крутящий момент и делительный диаметр ведущей звездочки цепной передачи.

Если же на конце вала посажена муфта, приближенно можно считать, что на вал действует только крутящий момент. При проверочных расчетах необходимо учитывать, что многие типы муфт создают дополнительное радиальное усилие на валы. Его значение приближенно можно принимать $F_M = (0,2...0,5)F'_M$, где F'_M – окружная сила муфты.

Таблица 1.6 – Составляющие усилия в зацеплении

Тип зацепления	Сила		
	Окружная	Радиальная	Осевая
1	2	3	4
Цилиндрическое прямозубое (рис. 1.4, а)	$F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$	—
Цилиндрическое косозубое (рис. 1.4, б)	$F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$	$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$
Шевронное: (для полушеврона) (рис. 1.4, в)	$F'_t = \frac{1000T_1}{d_1}$	$F_r = F'_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F'_t \operatorname{tg} \beta$
Коническое прямозубое (рис. 1.5, а)	$F_t = \frac{2000T_1}{d_{m1}}$	$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$ $F_{r1} = F_{a2}$	$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$ $F_{a2} = F_{r1}$
Червячное (рис. 1.5, б)	$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1}$ или $F_{t1} = F_{t2} \times \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$ $F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2}$ или $F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}$	$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$	$F_{a1} = F_{t2}$ $F_{a2} = F_{t1}$

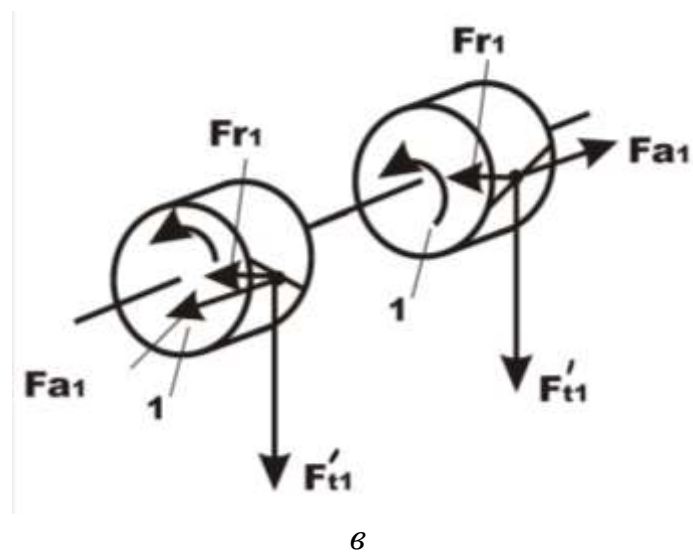
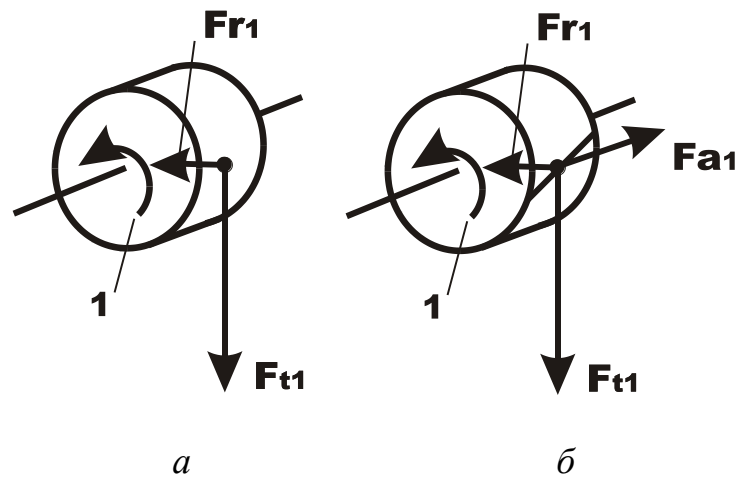


Рисунок 1.5 – Силы в зацеплении прямозубых (а), косозубых (б) и шевронных (в) передач

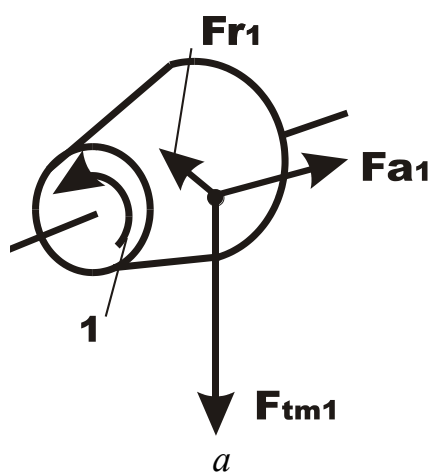


Рисунок 1.6 – Силы в зацеплении конических (а) и червячных (б) передач

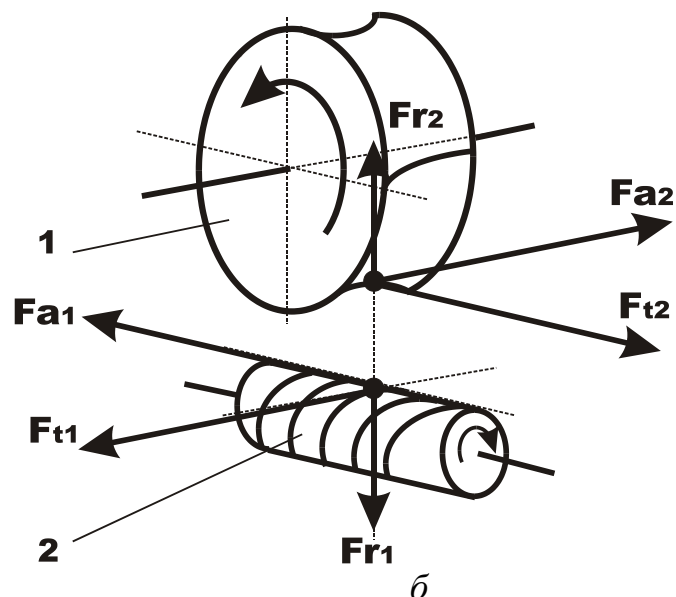


Рисунок 1.6, лист 2

При составлении расчетной схемы силу F_M направляют так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от силы F_t (худший случай). Значения силы F_M для наиболее часто употребляемых муфт приведены в табл. 1.7.

Таблица 1.7 – Дополнительные радиальные силы, действующие на валы со стороны муфт

Тип муфты	Формула для расчета радиальных сил
Упругая со звездочкой	$F_M = (0,1...0,3)F'_M$
Упругая втулочно-пальцевая	$F_M = (0,1...0,3)F'_M$
Кулачково – дисковая муфта	$F_M = 0,2F'_M$
Цепная муфта	$F_M = 0,25F'_M$

Примечание. F'_M – усилие на среднем диаметре звездочки, диаметре расположения пальцев, кулачков, делительном диаметре звездочки, втулки, диаметре расположения стяжных болтов.

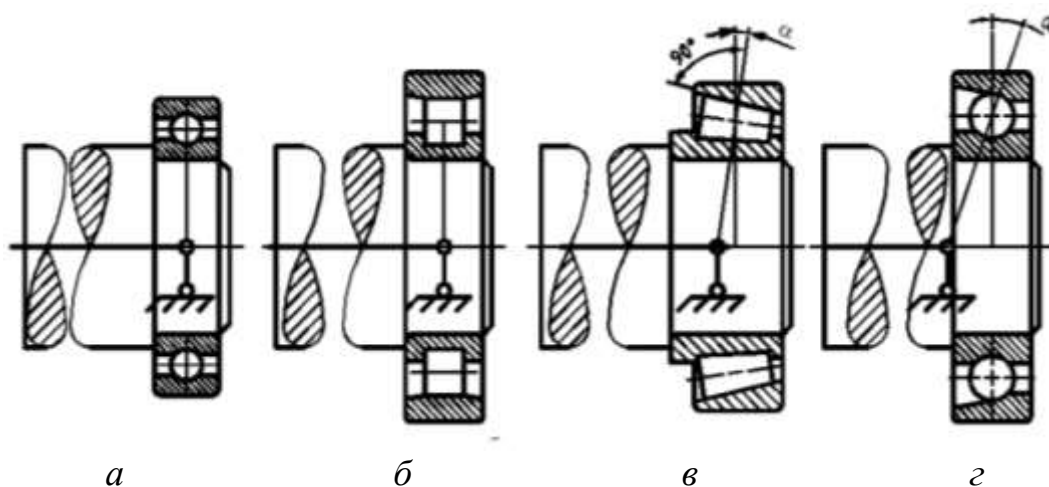
При определении направления сил, возникающих в зубчатых и червячных передачах, следует учитывать, что на ведомом колесе окружная сила является движущей и направлена в сторону вращения. На ведущей шестерне (или червяке) окружная сила является реакцией со стороны ведомого колеса и направлена в сторону, противоположную вращению. Радиальные усилия направлены к центру зубчатых колес (оси червяка). Направление осевого усилия в цилиндрических передачах с наклонным

зубом зависит от направления наклона зуба и направления вращения и, как правило, направлено внутрь зуба колеса. В конических прямозубых колесах осевое усилие всегда направлено от вершины начального конуса. В конических передачах с косым или круговым зубом осевые усилия на шестерне и колесе направлены от вершины начальных конусов, если при наблюдении со стороны внутреннего торцового сечения направление вращения шестерни и направление спирали совпадают; если направление вращения и направление спирали на шестерне не совпадают, осевые усилия на шестерне и колесе направлены к вершине начальных конусов.

2 Внешние действующие на деталь силы привести к оси ее вращения и разложить во взаимно перпендикулярных осевых плоскостях. Составить схему загрузки вала.

Валы и вращающиеся оси обычно рассчитывают как балки на шарнирных опорах. Принимают, что радиальные реакции F_R , действующие на опоры, приложены к оси вала в точках пересечения с ней нормалей, проведенных к серединам контактных площадок на наружных кольцах (рис. 1.7). Расстояние между этими точками зависит от схемы расположения подшипников и величины угла α – начального угла контакта.

На длинных валах ($l/d \geq 10$) при установке сдвоенных радиально-упорных подшипников в одной опоре можно считать радиальную нагрузку F_R приложенной в средней плоскости сдвоенных подшипников.



а – радиальный шариковый подшипник; б – радиальный роликовый подшипник; в – роликовый конический подшипник; г – радиально-упорный шариковый подшипник

Рисунок 1.7 – Схемы к определению положения опор

Нагрузки от зубчатых колес, шкивов, звездочек и других подобных деталей передаются на валы через поверхности контакта. В расчетах валов эти нагрузки заменяют сосредоточенными эквивалентными силами, приложенными в середине или по краям ступицы.

При действии на вал нагрузок в разных плоскостях их обычно раскладывают на две взаимно перпендикулярные плоскости. При отклонениях сил от координатных плоскостей на угол, меньший 15° , их можно совмещать с данными плоскостями. Взаимно перпендикулярные плоскости условно названы вертикальной ("верт") и горизонтальной ("гор").

3 Определить реакции опор в каждой из взаимно перпендикулярных плоскостей.

Результирующая опорная реакция $F_R = \sqrt{F_{верт}^2 + F_{гор}^2}$ используется как радиальная нагрузка, действующая на подшипник.

4 Построить эпюры изгибающих моментов в каждой из координатных плоскостей. Для вала дополнительно построить эпюру вращающего момента.

5 Анализом эпюр установить опасные сечения вала. Для каждого опасного сечения рассчитать суммарный изгибающий момент по формуле

$$M_{u\Sigma} = \sqrt{M_{u.верт}^2 + M_{u.гор}^2} . \quad (1.9)$$

Примеры схем загрузки валов и построенных эпюр изгибающих и вращающих моментов представлены на рис. 1.8.

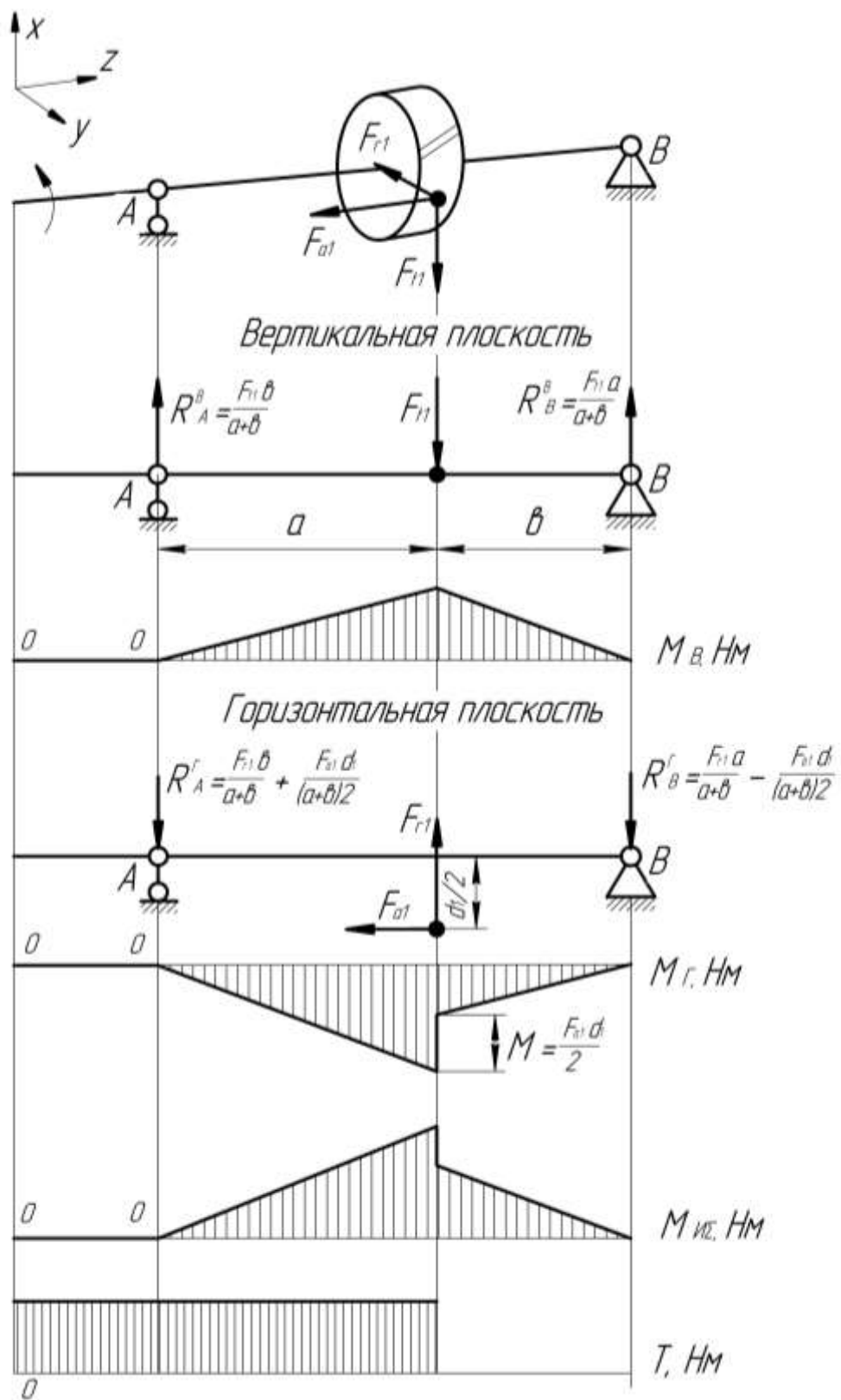


Рисунок 1.8 – Примеры схем загрузки валов, эпюр изгибающих и вращающих моментов

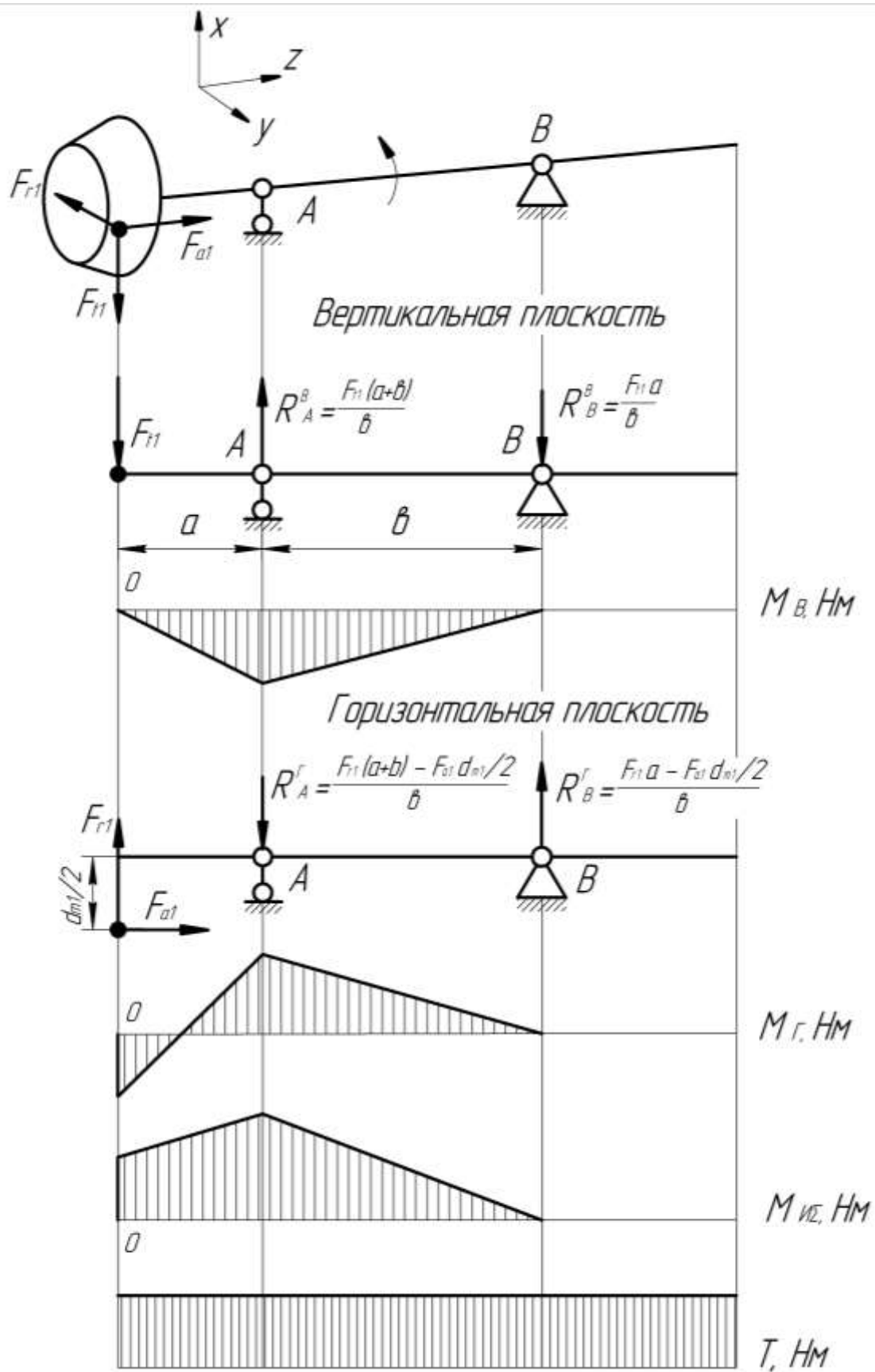


Рисунок 1.8, лист 2

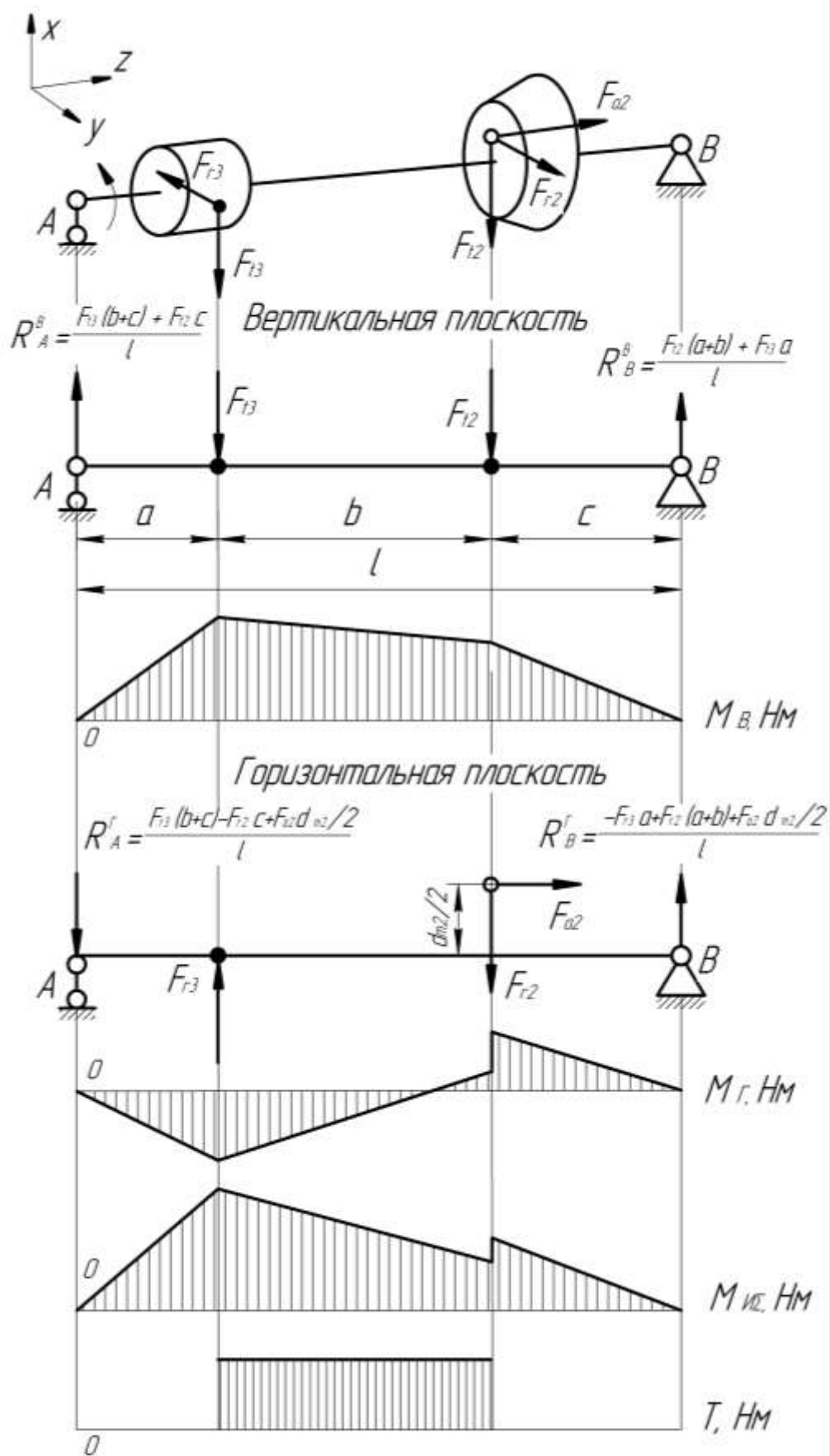


Рисунок 1.8, лист 4

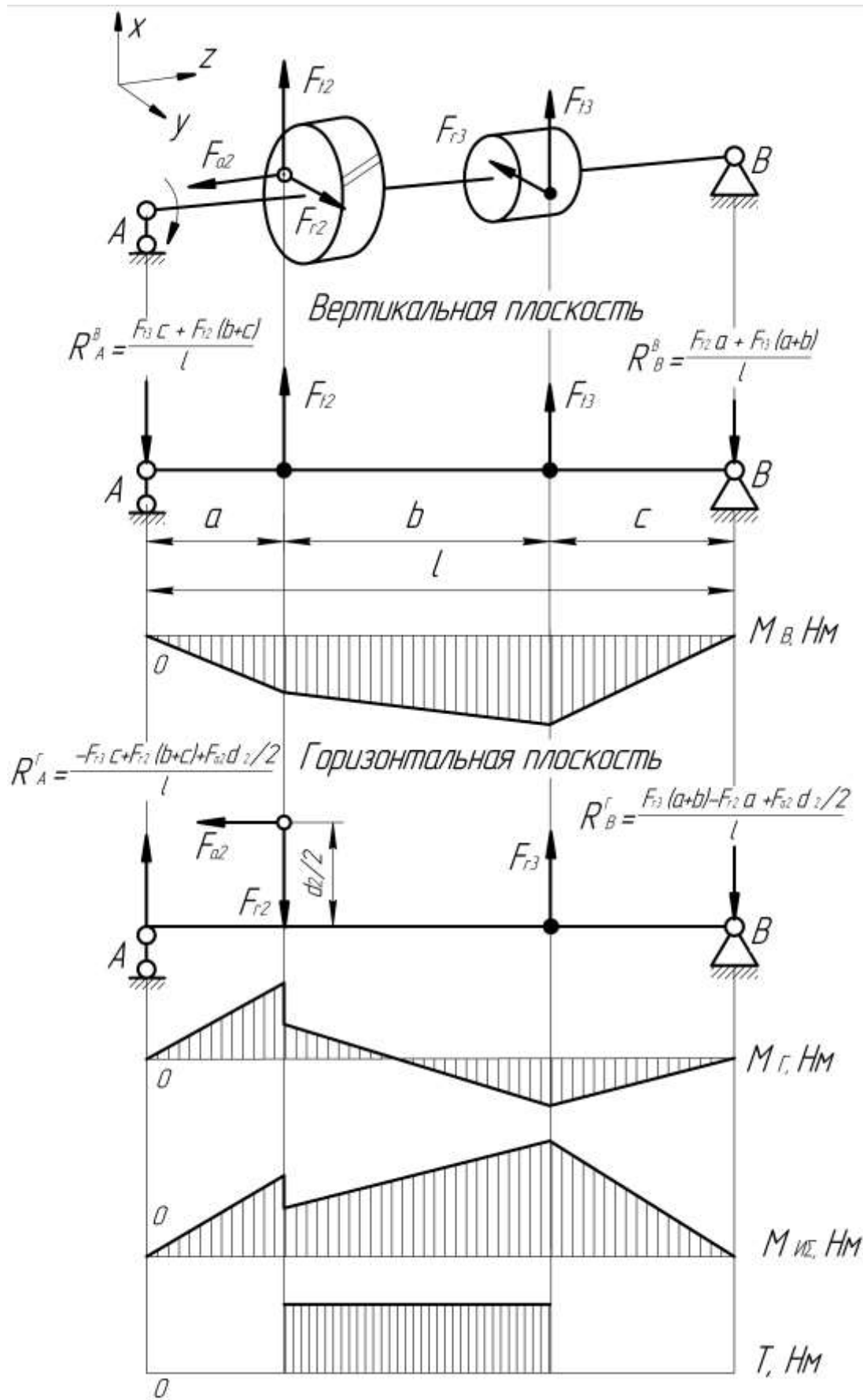


Рисунок 1.8, лист 5

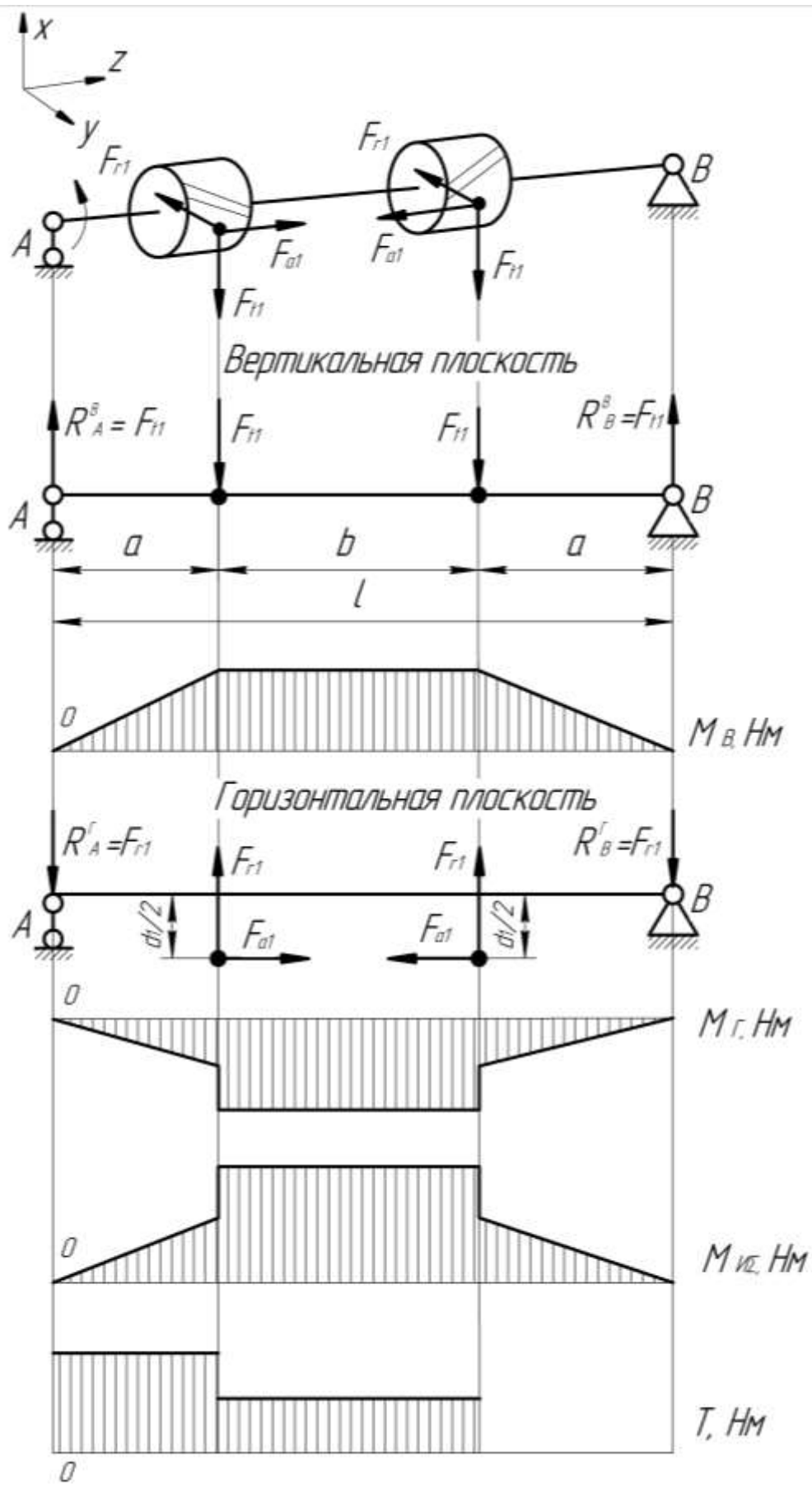


Рисунок 1.8, лист 6

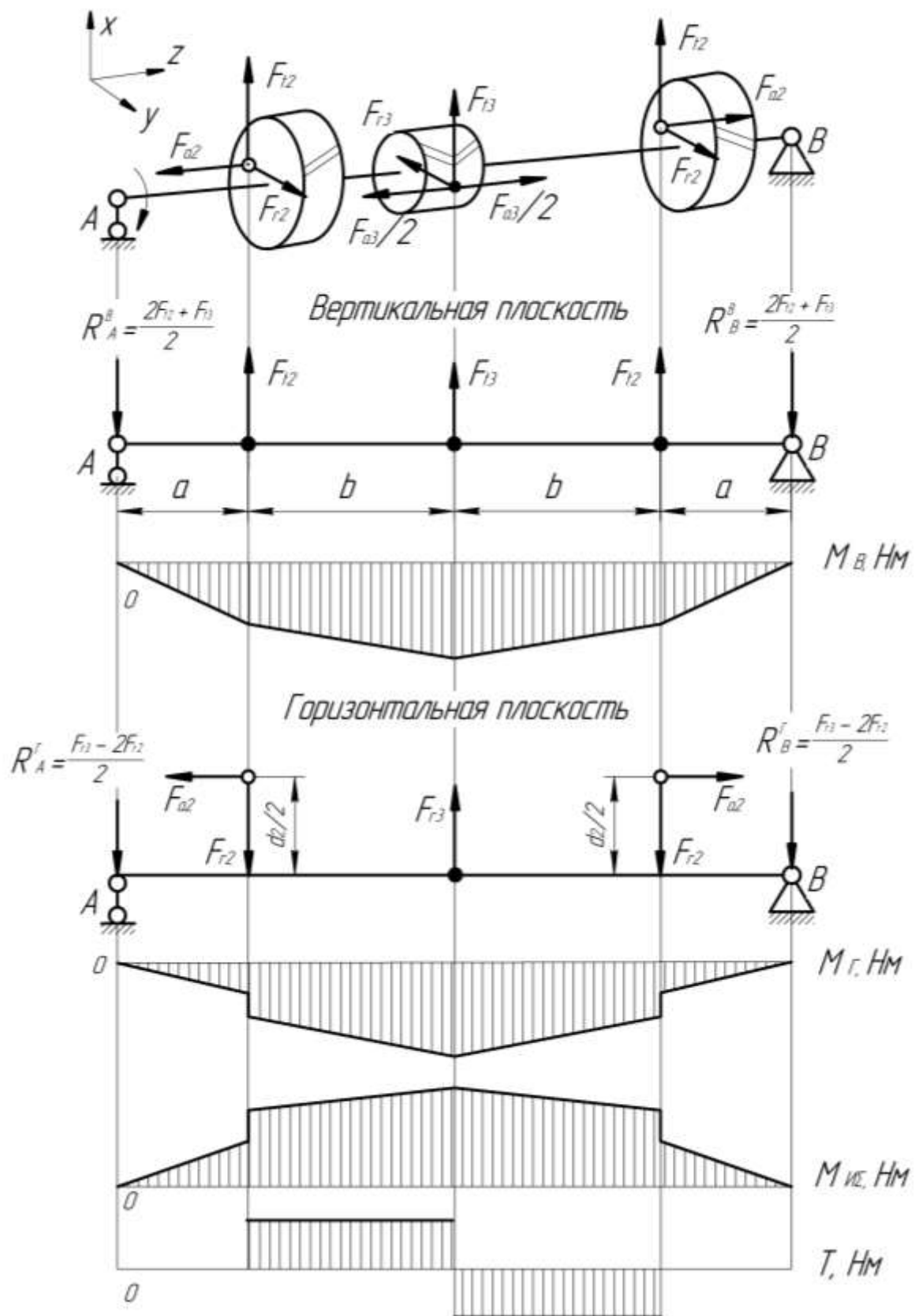


Рисунок 1.8, лист 7

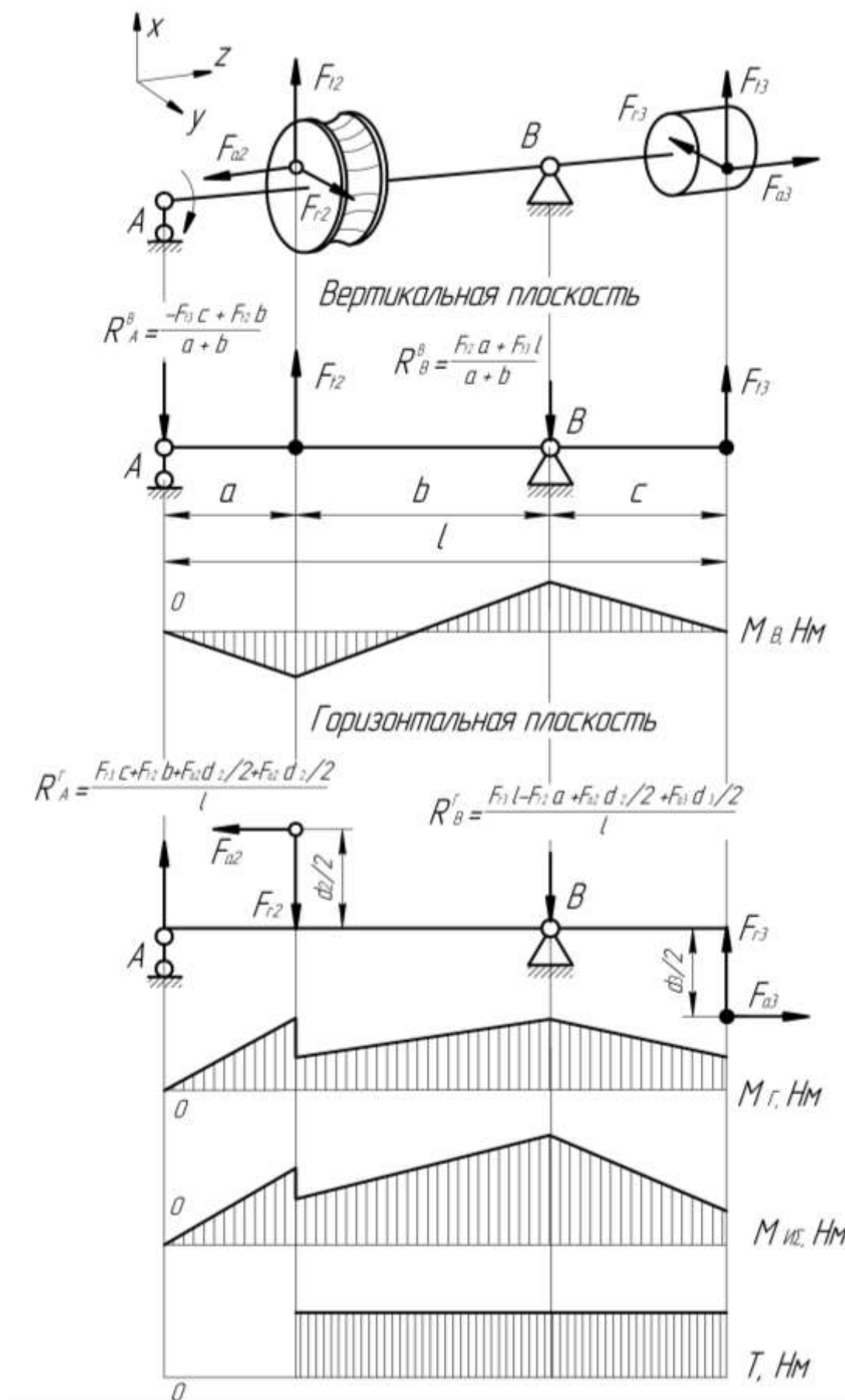


Рисунок 1.8, лист 8

6 Для вала найти приведенный момент в опасном сечении по формуле

$$M_{прив} = \sqrt{M_{u\Sigma}^2 + (\alpha T \cdot 10^3)^2}, \quad (1.10)$$

где α – поправочный коэффициент, учитывающей различную степень опасности для материала вала нормальных и касательных напряжений, когда они меняются во времени по разным циклам. Приблизительно можно принимать:

- для механизмов, работающих в реверсивном режиме, $\alpha = 1$;
- для прочих механизмов $\alpha = 0,65$.

7 Выполнить расчет диаметра оси по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{u\Sigma}}{0,1(1 - \beta^4)[\sigma]_u}}, \quad (1.11)$$

а вала по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{прив}}{0,1(1 - \beta^4)[\sigma]_u}}, \quad (1.12)$$

где $\beta = \frac{d_{вн}}{d_{н}}$ – коэффициент сплошности β имеет смысл для полого

вала (оси) с центральным осевым отверстием в опасном сечении. Значением коэффициента β задаются из конструктивных соображений. Наиболее полное использование возможностей материала имеет место при $\beta = 0,4 \dots 0,5$. Для сплошных, без центрального осевого отверстия, валов (осей) $\beta = 0$;

$[\sigma]_u$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа. Для валов и вращающихся осей $[\sigma]_u$ рекомендуется рассчитывать по формуле

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} S}, \quad (1.13)$$

где σ_{-1} – см. табл. 1.8;

S – запас прочности. Учитывая приближенность расчета, принимают $S \geq 2,5$. Допускаемые напряжения можно назначить, воспользовавшись рекомендациями табл. 1.9.

Для невращающихся осей

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (1.14)$$

где σ_T – см. табл. 1.8;

S – запас прочности. Аналогично предыдущему $S \geq (2,5...3)$. Коэффициент $K_{\sigma D}$ учитывает влияние всех факторов на предел выносливости реальной детали:

$$K_{\sigma D} = (\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1) / K_V. \quad (1.15)$$

Наименование коэффициентов, вошедших в формулу, и их значение приведены в разделе "Проверочные расчеты".

Таблица 1.8 – Механические характеристики материалов валов и осей

Марка стали	Твердость <i>HB</i>	σ_{ϵ}	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ГОСТ
		МПа					
Ст 5	190	520	280	150	220	130	380-88
Ст 6	200	650	330	220	270	170	
Сталь 35	190	540	320	190	230	135	1050-88
Сталь 45	200	600	340	220	250	150	
Сталь 40X	200	730	500	280	320	200	4543-88
Сталь 40XH	240	820	650	390	260	210	
Сталь 20X	197	650	400	240	300	160	
Сталь I2XH3A	260	950	700	490	420	210	
Сталь 18XГТ	330	1150	950	665	520	280	
Сталь 30XГТ	320	1150	950	665	520	310	

Таблица 1.9 – Допускаемые номинальные напряжения $[\sigma]$ для валов и вращающихся осей

Источник концентрации напряжения	Диаметр вала, мм	$[\sigma]$, МПа, для сталей			
		Сталь 35, Ст. 5 $\sigma_{\sigma} \geq 500$	Сталь 35, Ст. 6 $\sigma_{\sigma} \geq 600$	Сталь 45 закалка $\sigma_{\sigma} \geq 850$	Сталь 40Х закалка $\sigma_{\sigma} \geq 500$
Деталь, надетая на вал по переходной посадке	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
Напрессованная деталь	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
Ступенчатое изменение диаметра вала	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80

1.3.2.2 Проверочные расчеты

Проверочные расчеты выполняются по возможности точно, с учетом всех силовых факторов, влияющих на напряженное состояние деталей. Как отмечалось, причиной выхода из строя деталей типа валов и осей могут явиться недостаточная прочность и жесткость. Причем для валов и вращающихся осей следует различать усталостную прочность при номинальных нагрузках (выносливость) и статическую прочность при пиковых нагрузках. Для невращающихся осей характерна только последняя.

1.3.2.2.1 Проверочный расчет на выносливость

Расчет на выносливость состоит в определении запаса прочности фактического напряженного состояния в опасном сечении относительно состояния разрушения и сравнении этого запаса с допускаемыми значениями:

$$S \geq [S].$$

Рекомендуется, в зависимости от точности расчетов принимать

$$[S] \geq 1,7 \dots 2,5.$$

Запас прочности S при совместном действии нормальных и касательных напряжений (валы) может быть рассчитан по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (1.16)$$

Запас прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}. \quad (1.17)$$

Запас прочности по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (1.18)$$

При действии только нормальных напряжений (оси)

$$S = S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (1.19)$$

где σ_a, τ_a – переменные составляющие циклов напряжений;

σ_m, τ_m – постоянные составляющие циклов. Если внешние нагрузки по положению относительно рассчитываемой детали неизменны,

$$\sigma_a = \sigma_u; \quad \sigma_m = \sigma_{p(сжс)}.$$

При расчетах $\tau_a = \tau_{кр}$ различают два случая:

- вал работает в реверсивном режиме (симметричный цикл):

$$\tau_a = \tau_{кр} \quad \tau_m = 0;$$

- режим работы вала не реверсивный (пульсирующий цикл как худший из возможных):

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2}.$$

Выбор и назначение величин, входящих в расчетные формулы:

- σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при симметричном цикле изгиба и симметричном цикле кручения, МПа. Данные об этих величинах для основных материалов приведены в табл. 1.8.

- $K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = (\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1) / K_V, \quad (1.20)$$

$$K_{\tau D} = (\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1) / K_V; \quad (1.21)$$

- K_{σ}, K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации соответственно при симметричном изгибе и кручении. Некоторые значения этих коэффициентов приведены в табл. 1.10;

- $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 1.11).

- K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 1.12);

- K_V – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением. К поверхностному упрочнению относят: поверхностное пластическое деформирование (ППД) путем обдувки дробью, наклепа роликами, выглаживания, чеканки и т.п.; химикотермические методы обработки: цементацию, азотирование, цианирование; поверхностную закладку с нагревом токами высокой частоты; лучевые методы. Значения этого коэффициента приведены в табл. 1.13;

Таблица 1.10 – Некоторые значения эффективных коэффициентов концентрации при изгибе K_σ и кручении K_τ

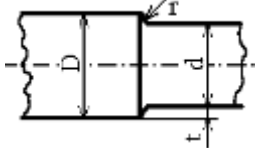
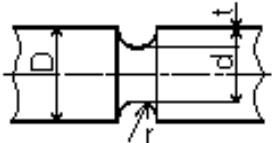
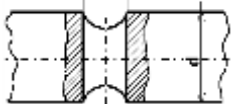
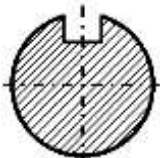
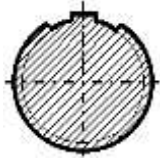
Концентратор	r/d	t/r	$\sigma_s, \text{МПа}$	K_σ	K_τ
1	2	3	4	5	6
Галтель 	0,02 0,05 0,02 0,05	1 1 2 2	500...1200	1,45...1,6 1,6...1,9 1,8...2,15 1,75...2,2	1,35...1,4 1,45...1,55 1,6...1,7 1,6...1,75
Выточка 	0,2 0,2 0,2 0,5	1 1 2 2	500...1200	2,05...2,5 1,85...2,25 2,25...2,7 2,05...2,5	1,6...2,2
Поперечное отверстие 	0,1 0,15		500...1200	2,0...2,3 1,8...2,1	1,75...2,0
Шпоночная канавка 	—		500 700 1200	1,8 1,9 2,3	1,4 1,7 2,2
Шлицы прямоугольные 	—		500 700 1200	1,45 1,6 1,75	2,25...1,43 2,45...1,49 2,8...1,6
Резьба 	—		500 700 1200	1,8 2,2 2,9	—
Валы-шестерни и шлицы эвольвентные	—		500...1200	1,6...1,75	1,5...1,6
Витки червяка	—		700...1400	2,3...2,5	1,7...1,9
Посадка подшипников на валы	—		500...1200	2,4...3,6	1,8...2,5

Таблица 1.11 – Зависимость значений коэффициентов влияния абсолютных размеров $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ от диаметра вала

Напряженное состояние	Материал	Значения K_d при диаметре вала, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб и кручение	Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
	Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 1.12 – Значения коэффициентов влияния шероховатости поверхности

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	σ_B , МПа		
	400	600	1200
0,08...0,32	1	1	1
0,32...2,5	1,05	1,1	1,25
3,2...20	1,2	1,25	1,5

Таблица 1.13 – Коэффициенты влияния упрочнения при поверхностной обработке

Вид обработки	Закалка ТВЧ на глубину 0,9...1,5 мм	Азотирование на глубину 0,1...0,4 мм	Цементация на глубину 0,1...0,6 мм	Цианирование на глубину 0,2 мм	Обкатка роликом	Обдувка дробью
Диаметр образца, мм						
$d = 7...20$	$\frac{1,3...1,6}{1,6...2,8}$	$\frac{1,15...1,25}{1,9...3,0}$	$\frac{1,2...2,1}{1,5...2,5}$	1,8	$\frac{1,2...1,4}{1,5...2,2}$	$\frac{1,1...1,3}{1,4...2,5}$
$d = 30...40$	$\frac{1,2...1,5}{1,5...2,5}$	$\frac{1,1...1,15}{1,3...2,0}$	$\frac{1,1...1,5}{1,2...2,0}$	—	$\frac{1,1...1,25}{1,3...1,8}$	$\frac{1,1...1,2}{1,1...1,5}$
Примечание. В числителе дроби приведены значения K_v для образца без концентрации напряжений, в знаменателе – для образцов с концентрацией напряжений.						

• ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

Усредненные значения этих коэффициентов приведены в табл. 1.14.

Таблица 1.14 – Усредненные значения коэффициентов чувствительности материала к асимметрии цикла

Материалы	Коэффициенты	
	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Малоуглеродистые стали	0,15	0,05
Среднеуглеродистые стали	0,20	0,10
Легированные стали	0,25	0,15

Для расчета $\sigma_a = \sigma_u$ необходимо, учитывая все внешние действующие на деталь силы, обычно во взаимно перпендикулярных плоскостях построить эпюры изгибающих моментов и для проверяемых сечений рассчитать суммарные моменты:

$$M_{u\Sigma} = \sqrt{M_{u,гор}^2 + M_{u,верт}^2} . \quad (1.22)$$

Напряжения изгиба в общем случае рассчитываются по формуле

$$\sigma_u = \frac{M_{u\Sigma}}{W} = \frac{M_{u\Sigma}}{0,1d_H^3(1-\beta^4)} \quad (1.23)$$

Напряжения $\sigma_m = \sigma_{p(сж)}$ рассчитываются по формуле

$$\sigma_{p(сж)} = \frac{4F_{a\Sigma}}{\pi d_H^2(1-\beta^2)} , \quad (1.24)$$

где $F_{a\Sigma}$ – суммарная осевая сила в проверяемом сечении.

Напряжения кручения, необходимые для расчетов τ_a, τ_m , определяются по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{1000T}{W_p} = \frac{1000T}{0,2d_H^3(1-\beta^4)} . \quad (1.25)$$

В формулах учтено, что M_u измеряется в ньютон-миллиметрах ($H \cdot мм$), а T – в ньютон-метрах ($H \cdot м$).

1.3.2.2 Проверочный расчет на статическую прочность

Для валов и вращающихся осей расчет на статическую прочность является дополнительным. Выполняется только в случае, когда кратность

пиковых нагрузок относительно номинальной $K_{пер} \geq \frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}}$ (приближенно $K_{пер} > 2$). Расчет проверяется условие:

➤ валы:

$$\sigma_{эквmax} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \leq [\sigma], \quad (1.26)$$

где $\sigma_{max} = \sigma_{u max} + \sigma_{p(сж)} = K_{пер} (\sigma_u + \sigma_{p(сж)});$
 $\tau_{max} = K_{пер} \tau_{кр}; \quad [\sigma] \approx 0,8\sigma_T;$

➤ вращающиеся оси:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma], \quad (1.27)$$

где $\sigma_{max} = \sigma_{u max} + \sigma_{p(сж)max} = K_{пер} (\sigma_u + \sigma_{p(сж)}),$
 $[\sigma] \approx 0,8\sigma_T.$

Этот расчет является основным для невращающихся осей, для которых проверочный расчет на выносливость не выполняется. Аналогично вращающимся осям проверяется условие $\sigma_{max} \leq [\sigma]$, однако в качестве допускаемых напряжений выбирают более низкие значения:

$$[\sigma] \approx (0,5...0,6)\sigma_T.$$

1.3.2.2.3 Проверочный расчет на жесткость

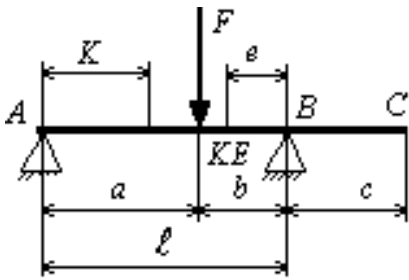
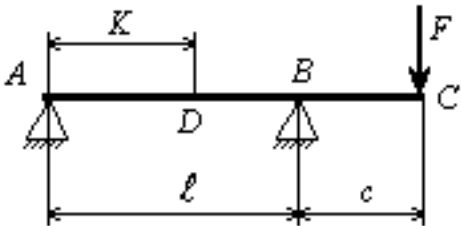
Расчет на жесткость состоит в определении и ограничении некоторыми допускаемыми значениями стрелы прогиба вала (максимальной и в отдельных опасных местах), угла поворота вала в подшипниках и полного относительного угла поворота двух валов в местах закрепления зубчатых колес. Методы определения прогибов и углов поворота известны из курса «Сопротивление материалов». При практических расчетах широко пользуются методом единичных сил или принципом независимого действия сил, который позволяет вести вычисления по готовым формулам, приведенным в справочной литературе (табл. 1.15).

Частные прогибы и углы поворота, найденные в одной расчетной плоскости, складываются алгебраически (со знаками), найденные во взаимно перпендикулярных плоскостях – квадратичным сложением:

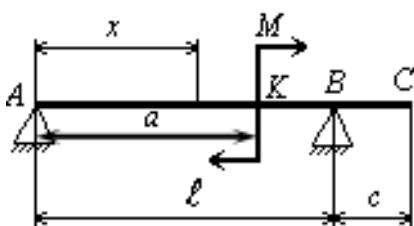
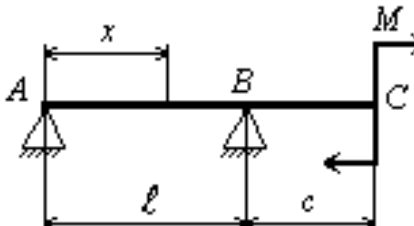
$$y = \sqrt{y_{верт}^2 + y_{гор}^2}, \quad (1.28)$$

$$\theta = \sqrt{\theta_{верт}^2 + \theta_{гор}^2}. \quad (1.29)$$

Таблица 1.15 – Формулы для углов поворота и прогибов двухопорных валов

Углы поворота Θ , прогибы y	Расчетная схема	
		
θ_A	$\frac{Fab(\ell + b)}{6EI\ell}$	$-\frac{Fcl}{6EI}$
θ_B	$-\frac{Fab(\ell + a)}{6EI\ell}$	$\frac{Fcl}{3EI}$
θ_C	θ_B	$\frac{Fc(2\ell + 3c)}{6EI}$
θ_D	$\frac{Fb(\ell^2 - b^2 - 3K^2)}{6EI\ell}$	$\frac{Fc(3K^2 - \ell^2)}{6EI\ell}$
θ_E	$-\frac{Fa(\ell^2 - a^2 - 3e^2)}{6EI\ell}$	—
θ_K	$\frac{Fab(b - a)}{3EI\ell}$	—
y_D	$\frac{FbK(\ell^2 - b^2 - K^2)}{6EI\ell}$	$-\frac{FcK(\ell^2 - K^2)}{6EI\ell}$
y_E	$\frac{Fae(\ell^2 - a^2 - e^2)}{6EI\ell}$	—
y_K	$\frac{Fa^2b^2}{3EI\ell}$	—
y_C	θ_{BC}	$\frac{Fc^2(\ell + c)}{3EI}$

Продолжение таблицы 1.15

Углы поворота Θ , прогибы y	Расчетная схема	
		
θ_A	$\frac{M\ell}{6EI} \left(2 - \frac{6a}{\ell} + \frac{3a^2}{\ell^2} \right)$	$\frac{M\ell}{6EI}$
θ_K	$\frac{M\ell}{EI} \left(\frac{1}{3} - \frac{a}{\ell} + \frac{a^2}{\ell^2} \right)$	$\frac{M}{6EI} \left(\ell - 3\frac{x^2}{c} \right)$
θ_B	$\frac{M\ell}{6EI} \left(1 - 3\frac{a^2}{\ell^2} \right)$	$-\frac{M\ell}{3EI}$
θ_C	θ_B	$-\frac{M}{3EI} (\ell + 3c)$
y_X	от A до K: $\frac{M}{6EI} \left[\ell x - 3(\ell - a)^2 \frac{x}{\ell} + \frac{x^3}{\ell} \right],$ от K до B: $\frac{M}{2EI} \left[\left(2a - \frac{a^2}{\ell} - \frac{2}{3}\ell \right) x - \frac{x^3}{3\ell} + (x - a)^2 \right]$	от A до B $\frac{M}{6EI} \left(\ell x - \frac{x^3}{\ell} \right)$
y_C	θ_{Bc}	$-\frac{Mc}{6EI} (2\ell + 3c)$

Учитывая, что расчет значительно усложняется различной жесткостью вала на участках с разными диаметрами, в расчетах пониженной точности условно полагают диаметр вала величиной постоянной, равной некоторому среднему значению. Для расчета ступенчатых валов следует пользоваться интегралами Мора.

Предельно допустимые прогибы, углы поворота вала в каждом конкретном случае должны назначаться с учетом особенностей конструкции вала, сопряженных деталей и узлов, а также всего механизма в целом.

Допустимые значения углов поворота $[\theta]$ сечения вала (в радианах) в местах расположения деталей приведены ниже:

- подшипники качения:
 - шариковые однорядные – 0,005;
 - шариковые сферические – 0,05;
 - роликовые цилиндрические – 0,0025;
 - роликовые конические – 0,0016;
- подшипники скольжения – 0,0010.

Для снижения концентрации нагрузки на зубьях максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колеса, обычно составляет 0,0002...0,0003 от расстояния между опорами ℓ , а допустимый прогиб под колесами составляет: $0,01m$ – для цилиндрических, $0,05m$ – для конических, гипоидных и глобоидных передач и $(0,01...0,006)m$ – для цилиндрических червяков червячных передач (здесь m – модуль зацепления).

1.4 Примеры расчетов

1.4.1 Расчет трансмиссионного вала

Задача: рассчитать диаметр трансмиссионного вала механизма передвижения мостового крана (рис. 1.9). Предлагается вал выполнить из стали марки Ст.5.

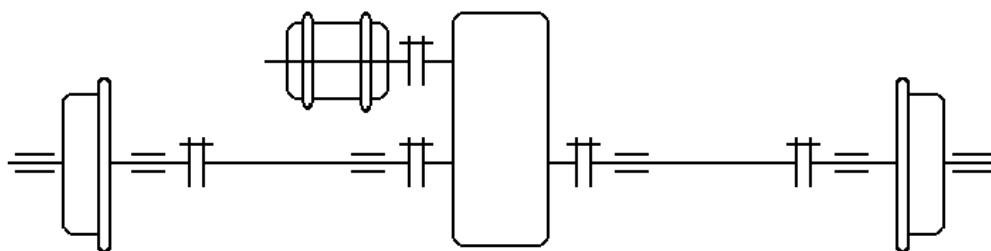


Рисунок 1.9 – Расчетная схема

Замечание. Рассчитывается основной диаметр вала. Незначительное уменьшение диаметра вала в местах посадки полумуфт ни на жесткость, ни на прочность вала существенно не влияет. В предварительном расчете диаметр вала определяется из условия крутильной жесткости. Норма относительной крутильной жесткости валов в краностроении – $[\varphi] = 0,3 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$. В

проверочном расчете определяются и сравниваются с допускаемыми значениями фактические напряжения кручения в вале. Допускаемые напряжения кручения в краностроении для среднеуглеродистых сталей $[\tau]_{кр} = 30...50 \text{ МПа}$.

$$d \approx 130 \sqrt[4]{\frac{P}{n}}.$$

1.4.2 Пример расчета невращающейся оси

Задача: рассчитать диаметр оси ходового колеса рельсовой самоходной тележки (рис. 1.10).

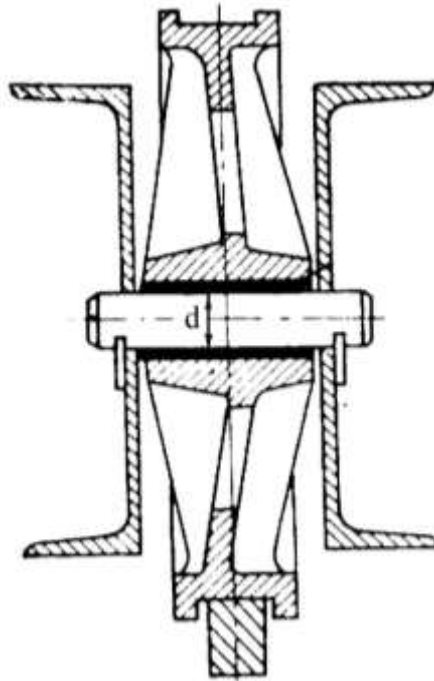


Рисунок 1.10 – Расчетная схема

Максимальная нагрузка, приходящаяся на колесо, $F = 30000$ Н. Ось колеса закрепляется в продольных несущих балках рамы, расстояние между которыми $\ell = 200$ мм. Предполагается ось выполнить сплошной из стали марки Ст. 5.

Решение

Замечание. Расчет ведется на изгибную прочность, характер нагружения оси полагается статическим, расположение колеса между опорами принимается срединным (худший возможный случай).

По формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{u \max}}{0,1[\sigma]_u}}.$$

Для определения $M_{u \max}$ строим эпюру изгибающих моментов. Схема загрузки оси и эпюра изгибающих моментов приведены на рис. 1.11.

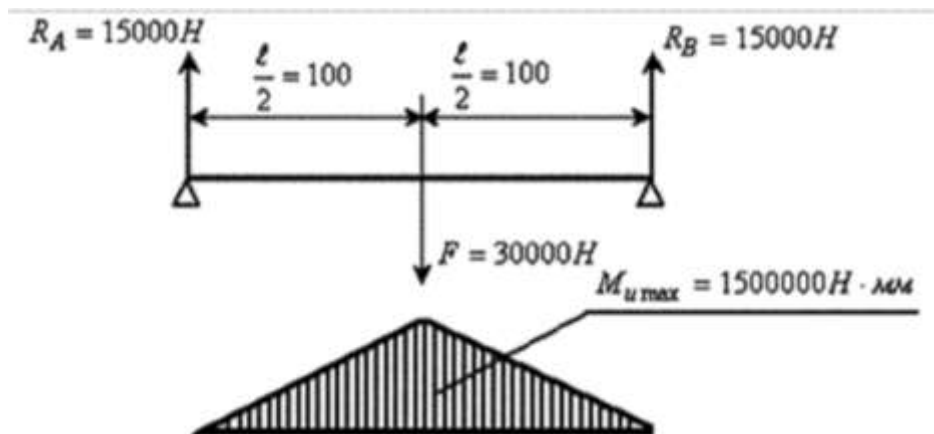


Рисунок 1.11 – Схема загрузки вала и эпюра изгибающих моментов

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{280}{2,0} = 140 \text{ МПа}.$$

Для Ст. 5 $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$ (табл. 1.8)

Принимается $S = 2,0$.

Диаметр оси в средней части

$$d \geq \sqrt{\frac{1500000}{0,1 \cdot 140}} = 47,5 \text{ мм}.$$

Принимается $d = 50 \text{ мм}$.

1.4.3 Примеры расчетов машинного вала

Пример 1

Проектировочный расчет.

На входном валу редуктора расположен ведомый шкив ременной передачи и шестерня косозубой передачи. Мощность, передаваемая шестерней, составляет $P = 2,92 \text{ кВт}$, частота вращения $n = 530,56 \text{ мин}^{-1}$, крутящий момент $T = 52,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, диаметр шестерни $d_1 = 87 \text{ мм}$.

Для изготовления вала назначаем нормализованную сталь 45 ГОСТ 1050-88. Для нормализованной стали 45 имеем: $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$; $\sigma_{-1} = 150 \text{ МПа}$; $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$.

Определим минимальный диаметр вала из условия крутильной прочности:

$$d \geq 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 130 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,92}{530,56}} = 22,95 \text{ мм}.$$

Назначаем диаметры участков вала:

- диаметр вала под шкив – $d=32$ мм;
- диаметр вала под подшипник – $d=35$ мм;
- диаметр вала под шестерню – $d=40$ мм;

Предварительно в качестве опор вала принимаем подшипники – 7507.

Определим значения усилий действующих на вал от косозубого зацепления:

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot T}{d_1} = \frac{2000 \cdot 52,6}{87} = 1209 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1209 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15,36^\circ} = 456 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1209 \cdot \operatorname{tg} 15,36^\circ = 332 \text{ Н}.$$

На конце вала располагается шкив клиноременной передачи, который создает дополнительное усилие на вал от натяжения ремней $F_{p.n.} = 1244$ Н.

В зависимости от конструкции самого привода ось ременной передачи может располагаться под некоторым углом к горизонту. Очевидно, что наклон оси ременной передачи к горизонту под углом $\alpha = 0^\circ$ будет самым неблагоприятным для нагружения вала, поэтому расчет будем вести при приложении $F_{p.n.}$ в горизонтальной плоскости. Для компактности всего привода электродвигатель целесообразней располагать слева от входного вала (если смотреть на вал со стороны шкива).

Учитывая вышесказанное, составляем расчетную схему вала с указанием направлений всех приложенных сил (см. рис. 1.12).

Определим реакции в опорах в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A^F = 0;$$

$$- F_{p.n.} \cdot 0,104 + F_{t1} \cdot 0,032 + R_B^F \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_B^F = \frac{F_{p.n.} \cdot 0,104 - F_{t1} \cdot 0,032}{0,064} = \frac{1244 \cdot 0,104 - 1209 \cdot 0,032}{0,064} = 1393 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B^F = 0;$$

$$- F_{p.n.} \cdot (0,104 + 0,064) - F_{t1} \cdot 0,032 + R_A^F \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_A^F = \frac{F_{p.n.} \cdot (0,168) + F_{t1} \cdot 0,032}{0,064} = \frac{1244 \cdot 0,168 + 1209 \cdot 0,032}{0,064} = 3846 \text{ Н}.$$

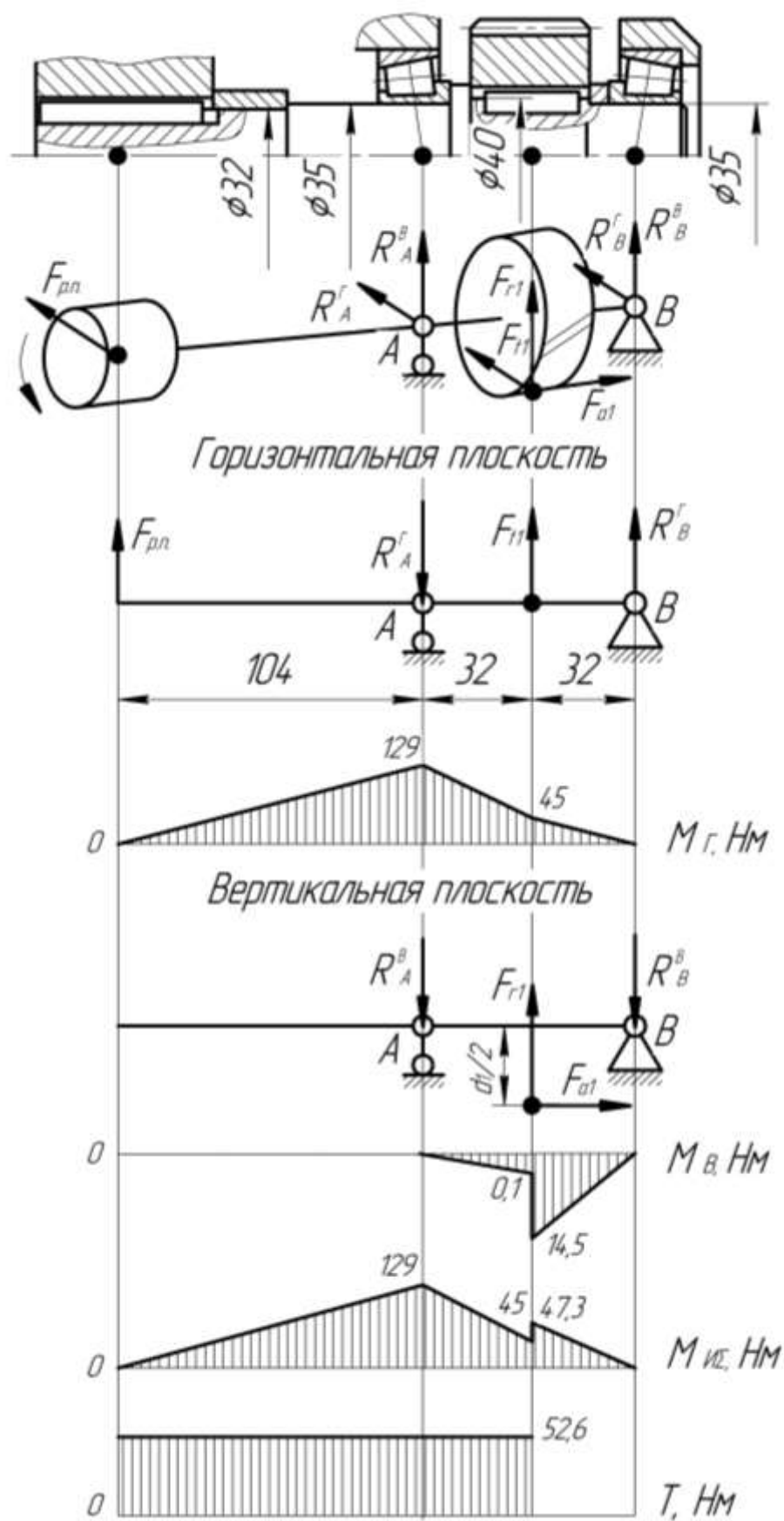


Рисунок 1.12 – Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов входного вала

Проверка:

$$\sum F_T = 0;$$

$$F_{p.n.} - R_A^T + F_{t1} + R_B^T = 0;$$

$$1244 - 3846 + 1209 + 1393 = 0.$$

Определим реакции в опорах в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A^B = 0;$$

$$F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_B^B \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_B^B = \frac{F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{0,064} = \frac{465 \cdot 0,032 + 332 \cdot \frac{0,087}{2}}{0,064} = 454 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B^B = 0;$$

$$-F_{r1} \cdot 0,032 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_A^B \cdot 0,064 = 0;$$

$$R_A^B = \frac{F_{r1} \cdot 0,032 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{0,064} = \frac{456 \cdot 0,032 - 332 \cdot \frac{0,087}{2}}{0,064} = 2,3 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_B = 0;$$

$$-R_A^B + F_{r1} - R_B^B = 0;$$

$$-2,3 + 456 - 454 = 0.$$

По результатам расчетов строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскости, а также суммарную эпюру (см. рис. 1.10).

Анализируя эпюру суммарных моментов, видим, что наиболее опасным является сечение в опоре – А. Изгибающий момент в опасном сечении равен: $M_{u\max} = 129 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Проверочный расчет вала на выносливость.

Определим общий запас прочности вала в опасном сечении.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

где $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$ – запас прочности по нормальным напряжениям,

$\psi_\sigma = 0,2$ – таблица 1.14;

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V,$$

$K_\sigma = 2,5$ – концентратор напряжений – посадка подшипника на валу (табл. 1.11);

$K_{d\sigma} = 0,86$ – для диаметра вала $d=35$ мм, (табл. 1.11);

$K_F = 1,1$ – при шероховатости $Ra=1,6$ (табл. 1.12);

$K_V = 1$ – поверхностное упрочнение не предусмотрено;

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{2,5}{0,86} + 1,1 - 1 \right) / 1 = 3;$$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{u\max}}{W_x} = \frac{129}{4,29 \cdot 10^{-6}} = 30 \text{ МПа},$$

где

$$W_x = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 0,035^3 = 4,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

$d=35$ мм – диаметр вала в опасном сечении.

$$\sigma_m = \sigma_{p(сж)} = \frac{F_{a1}}{A} = \frac{332}{0,96 \cdot 10^{-3}} = 0,346 \text{ МПа},$$

где

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$S_\sigma = \frac{250}{3 \cdot 30 + 0,2 \cdot 0,346} = 2,78.$$

$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$ – запас прочности по касательным напряжениям,

$\psi_\tau = 0,1$ – табл. 1.14;

$$K_{dD} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V,$$

где $K_\tau = 1,9$ – концентратор напряжений – посадка подшипника на валу (табл. 1.11);

$K_{d\tau} = 0,86$ – для диаметра вала $d=35$ мм, (табл. 1.12);

$K_F = 1,1$ – при шероховатости $Ra=1,6$ (табл. 1.13);

$K_V = 1$ – поверхностное упрочнение не предусмотрено;

$$K_{dD} = \left(\frac{1,9}{0,86} + 1,1 - 1 \right) / 1 = 2,3$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2 \cdot W_p} = \frac{52,6}{2 \cdot 8,58 \cdot 10^{-6}} = 6,13 \text{ МПа},$$

где $W_p = 0,2 \cdot d^3$ – момент сопротивления сечения вала;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 0,035^3 = 8,58 \cdot 10^{-6};$$

$$S_\tau = \frac{150}{2,3 \cdot 6,13 + 0,1 \cdot 6,13} = 10,2;$$

$$S = \frac{2,78 \cdot 10,2}{\sqrt{2,78^2 + 10,2^2}} = 2,68 > [S] = 1,7 \dots 2,5 \text{ – усталостная выносливость}$$

вала обеспечена.

Проверочный расчет вала на статическую прочность.

Расчет выполняется в случае, когда кратность пиковых нагрузок относительно номинальной $K_{nep} \geq \frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}}$.

$$\frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{340 \cdot 2,5}{250 \cdot 0,86} = 3,9.$$

Принимаем, что во время перегрузок напряжения во всех сечениях вала возрастают в $K_{nep} = 2,2$ раза.

Так как для опасного сечения вала $K_{nep} < \frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}}$ расчет максимальных эквивалентных напряжений не выполняется.

Проверочный расчет вала на жесткость.

Расчет вала на жесткость состоит в определении стрелы прогиба вала в местах закрепления зубчатых колес и углов поворота вала в подшипниках. При расчетах широко пользуются принципом независимого действия сил, который позволяет вести вычисления по готовым формулам, приведенным в справочной литературе (табл. 1.15). Для упрощения расчетов полагаем весь вал одинакового диаметра $d=35$ мм, $E = 21 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости стали, I – момент инерции сечения вала

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35^4}{64} = 73624 \text{ мм}^4.$$

Горизонтальная плоскость:

От силы $F_{p.n.} = 1244$ Н примерная формула упругой линии приведена на рис. 1.12.

Стрела прогиба в месте приложения силы F_{t1} определится:

$$y_1 = -\frac{F_{p.n.} \cdot c \cdot k \cdot (l^2 - k^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = -\frac{1244 \cdot 104 \cdot 32 \cdot (64^2 - 32^2)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = -0,0021 \text{ мм.}$$

Угол поворота в опоре А:

$$\theta_{A1} = \frac{F_{p.n.} \cdot c \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} = \frac{1244 \cdot 104 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} = 0,000089 \text{ рад.}$$

Угол поворота в опоре В:

$$\theta_{B1} = \frac{F_{p.n.} \cdot c \cdot l}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{1244 \cdot 104 \cdot 64}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} = 0,00018 \text{ рад.}$$

От силы $F_{t1} = 1209$ Н примерная формула упругой линии приведена на рис. 1.13.

Стрела прогиба в месте приложения силы F_{t1} определится:

$$y_2 = \frac{F_{t1} \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32^2 \cdot 32^2}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00043 \text{ мм.}$$

Угол поворота в опоре А:

$$\theta_{A2} = \frac{F_{t1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00002 \text{ рад.}$$

Угол поворота в опоре В:

$$\theta_{B2} = \frac{F_{t1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{1209 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00002 \text{ рад.}$$

Суммарный прогиб в горизонтальной плоскости:

$$y_{\Sigma \text{гор}} = -y_1 + y_2 = -0,0021 + 0,00043 = -0,0017 \text{ мм.}$$

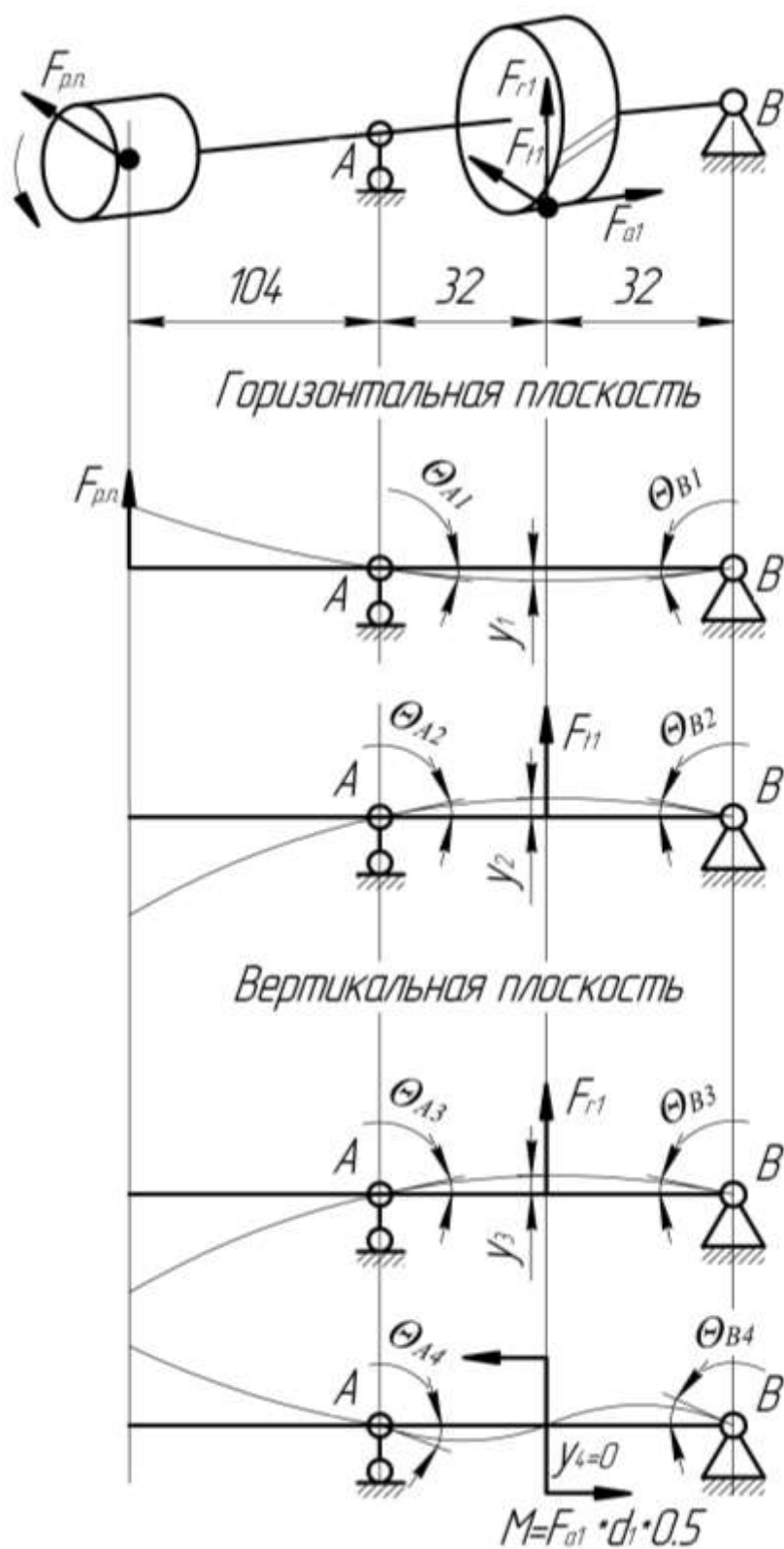


Рисунок 1.13 – Стрелы прогиба вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях

Суммарный угол поворота в опоре А и В:

$$\theta_{\Sigma_{\text{гор}}} = -\theta_{A1} + \theta_{A2} = -0,000089 + 0,00002 = -0,000069 \text{ рад.}$$

$$\theta_{\Sigma_{\text{вер}}} = -\theta_{B1} + \theta_{B2} = -0,00018 + 0,00002 = -0,00016 \text{ рад.}$$

Вертикальная плоскость:

От силы $F_{r1} = 456 \text{ Н}$ примерная формула упругой линии приведена на рис. 1.12.

Стрела прогиба в месте приложения силы F_{r1} определится:

$$y_3 = \frac{F_{r1} \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32^2 \cdot 32^2}{3 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,00016 \text{ мм.}$$

Угол поворота в опоре А:

$$\theta_{A3} = \frac{F_{r1} \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,0000076 \text{ рад.}$$

Угол поворота в опоре В:

$$\theta_{B3} = -\frac{F_{r1} \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} = \frac{456 \cdot 32 \cdot 32 \cdot (64 + 32)}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624 \cdot 64} = 0,0000076 \text{ рад.}$$

От момента $M = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 332 \cdot \frac{87}{2} = 14442 \text{ Н·мм}$ примерная формула упругой линии приведена на рис. 1.12.

Стрела прогиба в месте приложения момента $y_4 = 0 \text{ мм.}$

Угол поворота в опоре А:

$$\theta_{A4} = \frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(2 - \frac{6 \cdot a}{l} + \frac{3 \cdot a^2}{l^2} \right) = \frac{14442 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} \cdot \left(2 - \frac{6 \cdot 32}{64} + \frac{3 \cdot 32^2}{64^2} \right) = -0,0000025 \text{ рад.}$$

Угол поворота в опоре В:

$$\theta_{B4} = \frac{M \cdot l}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot a^2}{l^2} \right) = \frac{14442 \cdot 64}{6 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 73624} \cdot \left(1 - \frac{3 \cdot 32^2}{64^2} \right) = 0,0000025 \text{ рад.}$$

Суммарный прогиб в вертикальной плоскости:

$$y_{\Sigma_{\text{вер}}} = y_3 + y_4 = 0,00016 \text{ мм.}$$

Суммарный угол поворота в опоре А и В:

$$\theta_{\Sigma_{\text{вер}}} = \theta_{A3} - \theta_{A4} = 0,0000076 - 0,0000025 = 0,0000051 \text{ рад.}$$

$$\theta_{\Sigma B_{\text{вер}}} = \theta_{B3} + \theta_{B4} = 0,0000076 + 0,0000025 = 0,00001 \text{ рад.}$$

Полный суммарный прогиб:

$$y_{\text{полн}} = \sqrt{y_{\Sigma \text{гор}}^2 + y_{\Sigma \text{вер}}^2} = \sqrt{(-0,0017)^2 + 0,00016^2} = 0,00171 \text{ мм.}$$

Примерный допустимый прогиб:

$$[y] = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 2 = 0,02 \text{ мм;}$$

$$y_{\text{полн}} < [y].$$

Полный угол поворота:

$$\theta_{\text{Аполн}} = \sqrt{\theta_{\Sigma A_{\text{гор}}}^2 + \theta_{\Sigma A_{\text{вер}}}^2} = \sqrt{(-0,000069)^2 + 0,0000051^2} = 0,0000692 \text{ рад;}$$

$$\theta_{\text{Вполн}} = \sqrt{\theta_{\Sigma B_{\text{гор}}}^2 + \theta_{\Sigma B_{\text{вер}}}^2} = \sqrt{(-0,00016)^2 + 0,00001^2} = 0,00016 \text{ рад.}$$

Для конических подшипников $[\theta] = 0,0016 \text{ рад.}$

$$\theta_{\text{полн}} < [\theta].$$

Жесткость вала обеспечена.

2 ОПОРЫ. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются основными видами опор в современных машинах. Подшипники качения стандартизированы в международном масштабе и централизованно изготавливаются на специализированных заводах массовым производством. Мировой объем выпуска подшипников качения измеряется миллиардами штук в год. Изготавливается около 20 000 различных типоразмеров подшипников качения.

2.1 Условные обозначения

В методических указаниях приняты следующие обозначения и единицы величин:

- d – номинальный внутренний диаметр отверстия подшипника, мм;
- D – номинальный наружный диаметр подшипника, мм;
- B – номинальная ширина колец подшипника, мм;
- H – номинальная высота упорного подшипника, мм;
- T – монтажная высота радиально – упорного подшипника, мм;
- C – базовая динамическая радиальная грузоподъемность, Н;
- C_0 – базовая статическая радиальная грузоподъемность, Н;
- F_R – радиальная нагрузка на подшипник или радиальная составляющая нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, Н;
- F_A – полная осевая нагрузка на радиально-упорный подшипник, Н;
- F_S – осевая составляющая от радиальной нагрузки, действующей на радиально-упорный подшипник, Н;
- F_a – внешняя осевая нагрузка на подшипник, Н;
- P_r – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н;
- P_a – эквивалентная динамическая осевая нагрузка, Н;
- $P_{эр}$ – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при переменном режиме работы подшипника, Н;
- $P_{эа}$ – эквивалентная динамическая осевая нагрузка при переменном режиме работы подшипника, Н;
- P_{0r} – эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н;
- P_{0a} – эквивалентная статическая осевая нагрузка, Н;
- X – коэффициент радиальной динамической нагрузки;
- Y – коэффициент осевой динамической нагрузки;
- X_0 – коэффициент статической радиальной нагрузки;
- Y_0 – коэффициент статической осевой нагрузки;
- n – частота вращения одного из колец подшипника, мин⁻¹;

V – коэффициент вращения;
 t – рабочая температура, град;
 K_B – коэффициент безопасности;
 K_T – коэффициент температуры;
 e – предельное значение отношения F_A/F_R , обуславливающее выбор коэффициентов X и Y ;

e' – коэффициент минимальной осевой нагрузки (характеризует минимальную величину отношения F_A/F_R для регулируемых радиально-упорных подшипников);

L – базовая долговечность (ресурс) подшипника или группы идентичных подшипников, млн. оборотов;

L_a – скорректированная базовая долговечность (ресурс) подшипника или группы идентичных подшипников, млн. оборотов;

L_h – базовая долговечность (ресурс), ч;

S – надежность работы подшипника, %;

a_1 – коэффициент долговечности при надёжности, отличной от 90%;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние качества металла деталей подшипника и условий эксплуатации (наличие гидродинамической плёнки масла между контактирующими поверхностями колец и тел качения, величина перекосов колец и др.) на ресурс подшипника.

2.2 Конструкция и классификация подшипников качения

В большинстве случаев подшипники качения (рис. 2.1) состоят из внешнего 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения 3; тел качения 4 и сепараторов 5, которые разделяют тела качения и удерживают их на одинаковом расстоянии. В некоторых подшипниках одно или два кольца могут отсутствовать. В таких подшипниках тела качения катятся непосредственно по канавкам вала или корпусу.

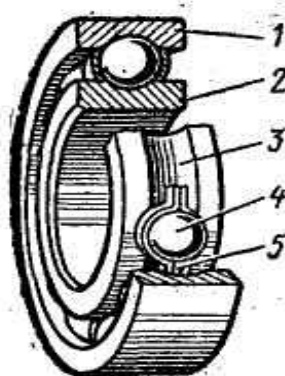


Рисунок 2.1 – Конструкция подшипника качения

Подшипники качения разделяют по признакам (табл. 2.1).

Таблица 2.1 – Классификация подшипников качения

№ п/п	Признак	Тип подшипника
1	2	3
1	Форма тела качения: Шарик Ролик: – короткий и длинный цилиндрический (рис. 2.4, а, б); – витой (рис. 2.4, в); – конический (рис. 2.4, д); – бочкообразный (рис. 2.4, г, е); – игольчатый (рис. 2.4, ж).	Шариковые (рис. 2.2) Роликовые (рис. 2.3) (рис. 2.3, а, б) (рис. 2.3, г) (рис. 2.3, в) (рис. 2.3, д)
2	Направление воспринимаемой нагрузки: – только радиальная нагрузка; – комбинированная (радиальная и осевая) нагрузка; – осевая или преимущественно осевая нагрузка; – только осевая нагрузка	Радиальные (рис. 2.2, а, в); (рис. 2.3, а, б, в, д) Радиально-упорные (рис. 2.2, б, г); (рис. 2.3, г) Упорно-радиальные (рис. 2.2, д) Упорные (рис. 2.2, е)
3	По числу рядов тел качения	Однорядные (рис. 2.2, а, б, г); (рис. 2.3, а, б, г, д) Двухрядные (рис. 2.2, в); (рис. 2.3, в) Четырехрядные
4	По способу компенсации перекосов вала	Несамоустанавливающиеся Самоустанавливающиеся сферические (рис. 2.2, в); (рис. 2.3, в)
5	По нагрузочной способности (по габаритам – по радиальным размерам с одним и тем же внутренним диаметром)	Делят на серии (рис. 2.5): • особенно легкая; • легкая; • легкая широкая; • средняя; • средняя широкая; • тяжелая.

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3
6	По классу точности	0 – нормальная точность; 6 – повышенная точность; 5 – высокая точность; 4 – особо высокая точность (прецизионные); 2 – сверхвысокая точность (над прецизионные)

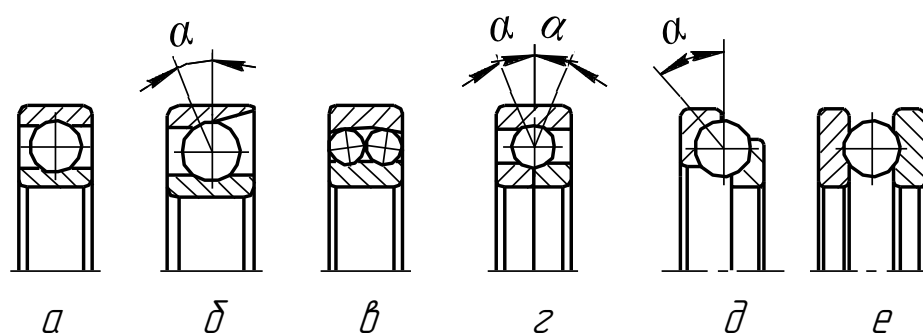


Рисунок 2.2 – Шариковые подшипники

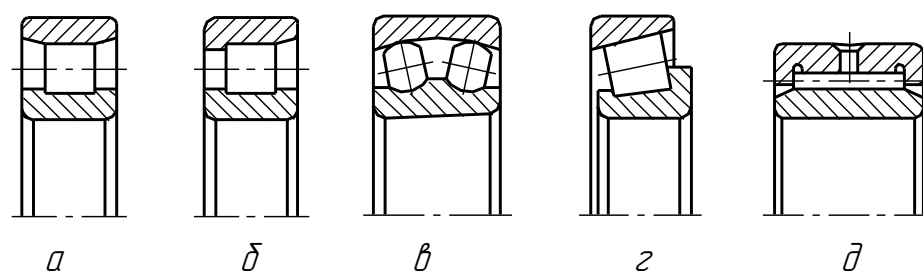


Рисунок 2.3 – Роликовые подшипники

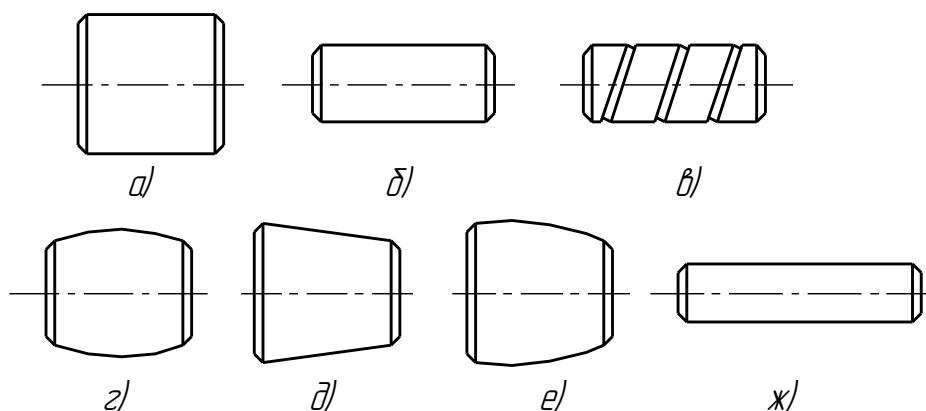
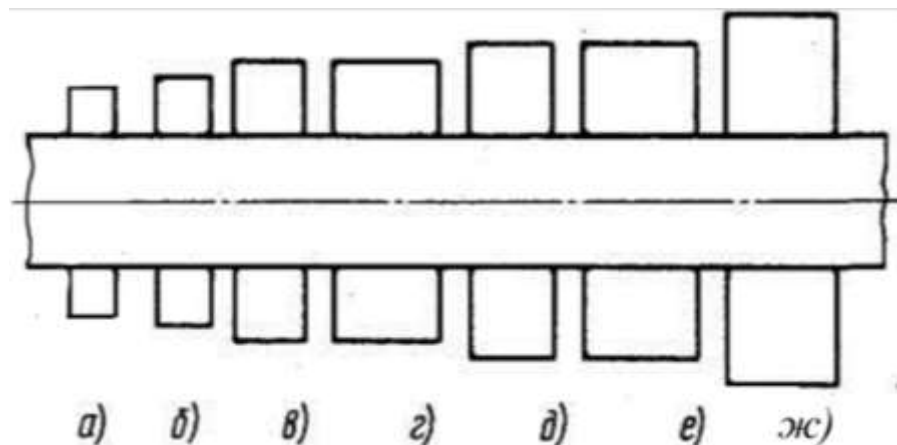


Рисунок 2.4 – Формы роликов у подшипников качения



а – сверхлегкая серия; б – особо легкая серия; в – легкая; г – легкая широкая; д – Средняя; е – Средняя широкая; ж – Тяжелая серия

Рисунок 2.5 – Соотношение ширин и диаметров подшипников качения согласно серий

2.3 Система условных обозначений подшипников качения

Обозначения подшипников состояются из цифр, условно характеризующих его основные параметры. Условными обозначениями характеризуются в зависимости от места, занимаемого в них цифрами, (справа налево)

1-я и 2-я – посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника, частное от деления d на 5 (для подшипников с d от 20 до 495 мм).

3-я и 7-я – серия подшипника в числовом обозначении:

- 8 или 9 – сверхлегкая серия;
- 1 или 7 – особо легкая серия;
- 2 или 5 – легкая серия;
- 3 или 6 – средняя серия;
- 4 – тяжелая серия;
- 9 – нестандартные подшипники.

4 -я – основной тип подшипника.

- 0 – шарикоподшипники радиальные однорядные;
- 1 – шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические;
- 2 – роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – роликоподшипники радиальные двухрядные сферические;
- 4 – роликоподшипники радиальные игольчатые;
- 5 – роликоподшипники радиальные с витыми роликами;
- 6 – шарикоподшипники радиально-упорные;
- 7 – роликоподшипники радиально-упорные конические;
- 8 – шарикоподшипники упорные;

9 – роликоподшипники упорные.

5 и 6-я – конструктивные особенности подшипника.

Класс точности подшипника указывается слева от условного обозначения. По точности основных размеров и точности вращения подшипники по ГОСТ 520-71 разделяются на классы 0,6,5,4 и 2 в порядке повышения точности.

Пример обозначения подшипника:

6-7312 – роликоподшипник радиально-упорный конический средней серии, с внутренним диаметром 60 мм, 6 класса точности.



Рисунок 2.6 – Схема условного обозначения подшипников качения

2.4 Характеристика подшипников качения

2.4.1 Радиальные подшипники

Шарикоподшипники радиальные однорядные, ГОСТ 8338-75

Предназначены, в основном, для восприятия радиальных нагрузок. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку, действующую в любом направлении, величина которой не должна превышать 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Могут работать также при чисто осевой нагрузке, если она не превышает 70% той радиальной нагрузки, на которую рассчитан подшипник.

Подшипники этого типа наиболее быстроходны, имеют наименьшие потери на трение. При установке подшипников с большим перекосом возможен их перегрев, а также разрыв сепараторов. Являются одними из наиболее распространенных и дешевых подшипников качения. Характеризуются сравнительно малой радиальной и осевой жесткостью, поэтому не рекомендуются для применения в узлах, требующих особо точной фикса-

ции валов. Применяются, в основном, для установки жестких двухопорных валов с расстоянием между опорами до 10 диаметров валов.

Шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические, ГОСТ 8545-75, ГОСТ 8545-75, и роликоподшипники радиальные двухрядные сферические, ГОСТ 5721-75, ГОСТ 8545-75 (самоустанавливающиеся подшипники).

Предназначены, в основном, для восприятия радиальной нагрузки. Могут воспринимать также в обе стороны, одновременно с радиальной и небольшую осевую нагрузку, величина которой не должна превышать 20% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки при заданной расчетной долговечности. Могут работать при значительном перекосе (2...3°) внутреннего кольца относительно наружного. Подшипники можно устанавливать в узлах машин с отдельно стоящими корпусами или при возможном несовпадении осей посадочных мест под подшипники (при растачивании отверстий в корпусах не за один проход); использовать для установки многоопорных валов, двухопорных валов, подверженных значительным прогибам (в частности валов с нагрузкой на консоли) и т.п.

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами, ГОСТ 8328-75, ГОСТ 7634-75

Предназначены для воспринять только радиальных нагрузок. Обладают большей (примерно в 1,7 раза) нагрузочной способностью по сравнению с шариковыми подшипниками. Имеют ряд конструктивных разновидностей в зависимости от наличия бортов на беговых дорожках внутреннего или наружного кольца. Подшипники обычно свободно разбираются (кольца снимаются друг с друга), что создает большие удобства при монтаже и демонтаже подшипникового узла.

Подшипники очень чувствительны к перекосам. Рекомендуемая область применения – короткие жесткие двухопорные валы, точная расточка отверстий в едином корпусе.

Роликоподшипники радиальные игольчатые, ГОСТ 4657-71, ГОСТ 4060-78, и роликоподшипники с витыми роликами, ГОСТ 5721-75, ГОСТ 8545-75

Предназначены для использования в опорах валов, на которые действуют только радиальные нагрузки.

Роликоподшипники игольчатые отличаются повышенной грузоподъемностью, малыми предельными частотами вращения и имеют малые радиальные размеры. Широко применяются для работы в режиме качательного движения. Они столь чувствительны к перекосам, что практически никаких перекосов валов в опорах не допускают.

Роликоподшипники с витыми роликами хорошо работают при ударных нагрузках, но обладают пониженной грузоподъемностью.

2.4.2 Радиально-упорные подшипники

Шарикоподшипники радиально-упорные, ГОСТ 831-75, и роликоподшипники радиально-упорные конические, ГОСТ 333-71, ГОСТ 7260-70

Предназначены для восприятия нагрузок, действующих как в радиальном, так и в осевом направлениях. Одинарный подшипник может воспринимать осевую нагрузку, действующую только в одном направлении. Ее величина зависит от угла контакта тел качения с наружным, кольцом, который изменяется в пределах 12-36 в зависимости от серии подшипника.

В радиально-упорных подшипниках от действия радиальных нагрузок возникают осевые реакции, которые должны быть восприняты противоположной опорой, поэтому в узлах машин они всегда устанавливаются парно.

У конических роликоподшипников и шариковых радиально-упорных, так называемых магнитных подшипников, наружное кольцо съемное и они удобны для монтажа и демонтажа.

Радиально-упорные подшипники применяются в узлах машин с жесткими валами, а также в узлах, требующих регулировки внутреннего зазора в подшипниках (осевой игра).

Конические роликоподшипники весьма чувствительны к осевой игре: при сильной затяжке резко повышается их температура, при значительной осевой игре теряется точность.

Стоимость конических роликоподшипников ниже стоимости шариковых радиально-упорных подшипников.

Шариковые двухрядные радиально-упорные ГОСТ 4252-75, роликовые конические двухрядные, ГОСТ 6361-78, и роликовые четырехрядные подшипники, ГОСТ 8419-75

Изготавливаются с предварительным натягом, при монтаже не регулируются, могут воспринимать значительные радиальные и осевые нагрузки переменного направления.

2.4.3 Упорные подшипники

Упорные подшипники подразделяются на шариковые, которые могут быть одинарными, ГОСТ 6874-75, и двойными, ГОСТ 7872-75, и роликовые одинарные с коническими роликами, ГОСТ 5380-50.

Подшипники предназначены для восприятия значительных осевых нагрузок, но могут работать лишь при малых частотах вращения. Очень чувствительны к перекосу осей.

2.5 Обоснование выбора подшипников

В процессе проектирования конструктор выбирает тип, конструктивную разновидность и габаритные размеры подшипников. Сведения о подшипниках и рекомендации по их применению приводятся в справочной литературе.

При выборе подшипников необходимо учитывать следующее:

1) величину и направление действия нагрузок (радиальная, осевая, комбинированная);

2) характер нагрузки (постоянная, переменная, вибрационная, ударная);

3) какое из колец вращается (внутреннее или наружное), частоту вращения;

4) необходимый ресурс (в часах или миллионах оборотов) и надежность;

5) состояние окружающей среды (температуру, влажность, запыленность). Обычные подшипники, изготовленные по нормам ГОСТ 520-89, предназначены для использования при рабочих температурах, измеренных на наружном кольце, до 100°C. При более высоких рабочих температурах необходимо использовать подшипники, имеющие в обозначении специальный знак (Т, Т1, Т2...);

6) особые требования к подшипникам, вытекающие из условий их эксплуатации (самоустанавливаемость, способность допускать осевое перемещение вала, условия монтажа, требования к жесткости и точности вращения, момент трения, шумность);

7) желательные размеры подшипника (посадочные размеры вала, диаметр отверстия в корпусе, ширина);

8) стоимость подшипника и узла в целом.

Если нет особых требований к частоте и точности вращения, применяют подшипники класса точности 0 по ГОСТ 520-89.

Наметив тип и конструктивную разновидность подшипника, выполняют расчет на долговечность (ресурс) и осуществляют его выбор по каталогу. Если подшипник воспринимает внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при $n < 10 \text{ мин}^{-1}$, его следует выбирать или проверять по статической грузоподъемности.

2.6 Нагрузки на подшипники

Валы и вращающиеся оси условно рассматривают как балки на шарнирно-подвижных опорах или как балки с одной шарнирно-подвижной опорой и одной шарнирно-неподвижной опорой. Подшипники, установленные в опорах, могут воспринимать радиальные, осевые и комбинированные нагрузки. Реакции в опорах определяют по правилам сопротивления материалов. Суммарная реакция в опоре является радиальной нагрузкой на подшипник F_R . Принимают, что радиальные реакции F_R приложены к оси вала в точках пересечения с ней нормалей, проведенных к серединам контактных площадок на наружных кольцах. Размещение условных опор в зависимости от варианта установки подшипников показано на *рисунке 2.7*. Для радиально-упорных подшипников точка приложения радиальной реакции находится на расстоянии h от торца кольца подшипника (*рис. 2.7,б*). При восприятии осевой нагрузки одним рядом тел качения величина h может также рассчитываться по следующим зависимостям:

для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$h = 0,5[B + 0,5(d + D)tg\alpha]; \quad (2.1)$$

для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников

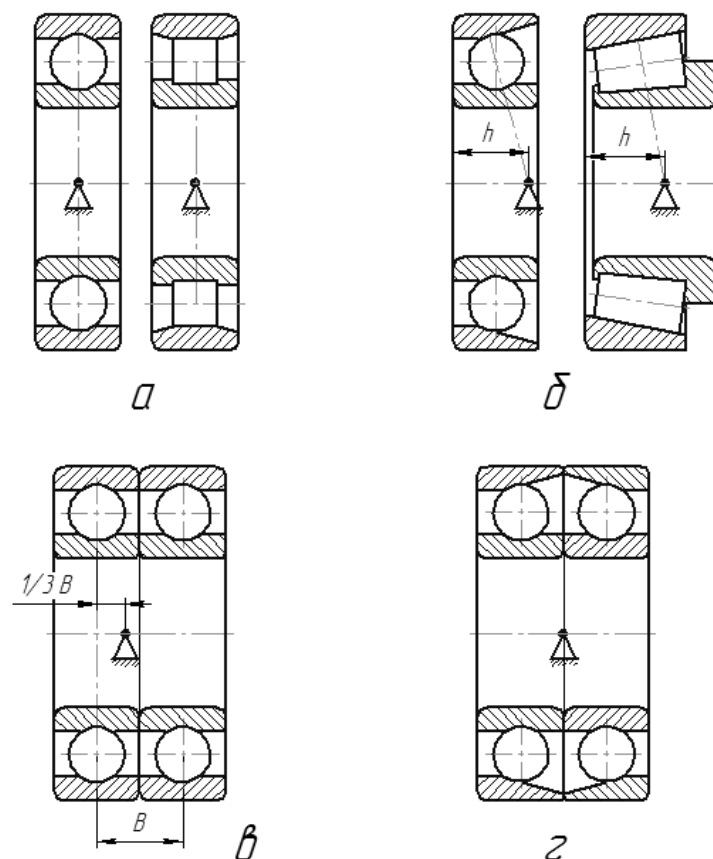
$$h = 0,5[1,5B + 0,5(d + D)tg\alpha]; \quad (2.2)$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$h = 0,5T + (d + D)e/6; \quad (2.3)$$

для двухрядных роликоподшипников

$$h = 0,75T + (d + D)e/6. \quad (2.4)$$



а – радиальные подшипники; б – радиально – упорные подшипники; в – сдвоенные радиальные подшипники; г – сдвоенные радиально – упорные подшипники.

Рисунок 2.7 – Размещение условных опор:

Расстояние между точками приложения нагрузки l зависит от схемы расположения подшипников в опорах вала (рис. 2.8). Если каждый подшипник развернуть в плоскости чертежа на 180° с соответствующим изменением положения упорных буртиков, то точки приложения сил F_{R1} и F_{R2} сместятся и подшипник, воспринимающий внешнюю осевую нагрузку F_a , изменится. Таким подшипником будет подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала. Обычно ему присваивается индекс “2”. Величина l рассчитывается:

при установке подшипников по схеме "враспор" (рис. 2.8, а)

$$l = l_0 - 2h; \quad (2.5)$$

при установке подшипников по схеме "врастяжку" (рис. 2.8, б)

$$l = l_0 + 2h. \quad (2.6)$$

На длинных валах ($l/d \geq 10$) при установке сдвоенных радиально-упорных подшипников в одной опоре можно считать радиальную нагрузку

F_R приложенной в средней плоскости сдвоенных подшипников (рис. 2.7, г).

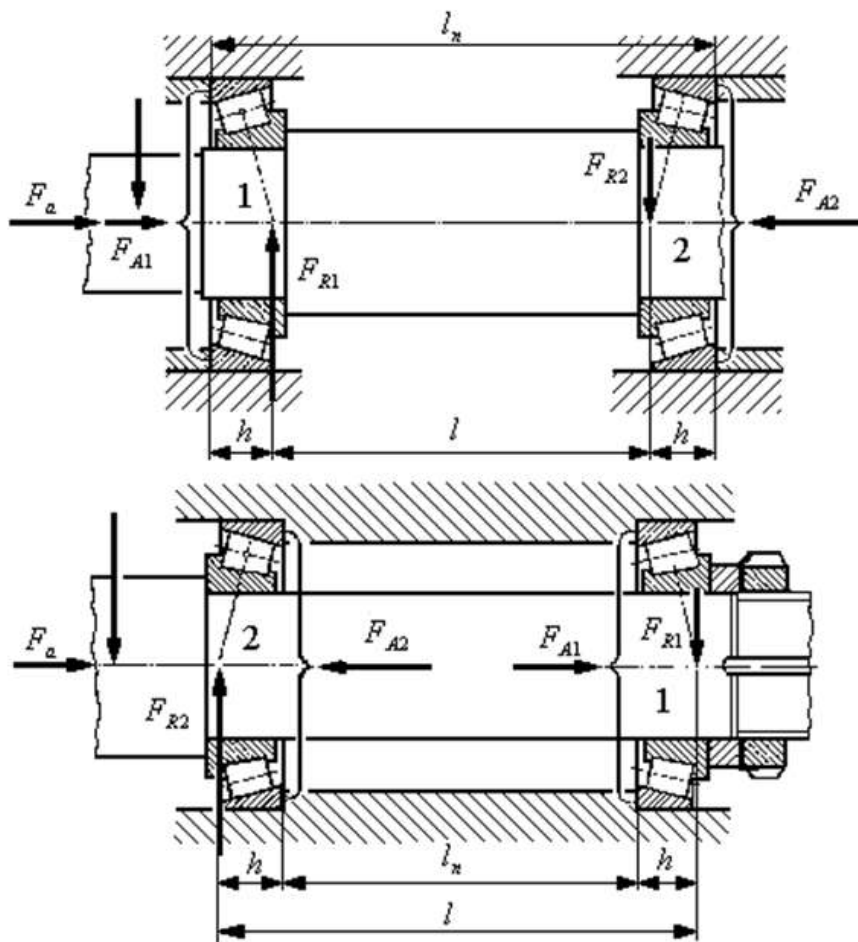


Рисунок 2.8 – Нагрузки радиально – упорных подшипников

2.7 Расчеты подшипников на заданный ресурс (долговечность)

Критерии работоспособности. Расчет подшипников качения стандартизован. Основными критериями расчета являются долговечность и статическая грузоподъемность. Возможны три расчетных случая:

- при $n > 10 \text{ мин}^{-1}$ – усталостная контактная прочность (долговечность);
- при $n = (1...10) \text{ мин}^{-1}$ – принимаем $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ – усталостная контактная прочность (долговечность);
- при $n < 1 \text{ мин}^{-1}$ – статическая контактная прочность.

Одним из основных видов разрушения подшипников является усталостное изнашивание. Выкрашивание поверхностей качения при усталостном изнашивании определяет долговечность подшипника качения.

Расчеты на долговечность (ресурс) основываются на экспериментальных данных, обработанных методами математической статистики, причем под долговечностью понимается свойство объекта сохранять работоспособность до предельного состояния, оговоренного в технической документации. Показателями долговечности могут служить ресурс или срок службы. Ресурс подшипника – это наработка до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов или часах, а срок службы подшипника – календарная продолжительность его эксплуатации до момента наступления предельного состояния, выраженная в годах, месяцах, сутках, часах. Срок службы включает наработку изделия и время простоев.

Расчетная долговечность (ресурс) в миллионах оборотов:
шариковых подшипников

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3,$$

роликовых подшипников

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}},$$

Скорректированная расчетная долговечность (ресурс) в миллионах оборотов:

шариковых подшипников

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (2.7)$$

роликовых подшипников

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (2.8)$$

где C – базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н: радиальная – P_r или осевая – P_a , а при переменных режимах работы – $P_{\vartheta r}$ или $P_{\vartheta a}$.

a_1 – коэффициент, учитывающий надежность подшипников (табл. 2.2);

a_{23} – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации подшипников и качество материалов деталей подшипников (табл. 2.3)

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} L_a, \quad (2.9)$$

где n – число оборотов кольца подшипника, мин⁻¹.

Значения базовой динамической грузоподъемности для каждого подшипника заранее подсчитаны и указаны в каталоге.

При расчете базовой динамической радиальной грузоподъемности узла, состоящего из сдвоенных радиальных или радиально-упорных одно-рядных подшипников, пара одинаковых подшипников рассматривается как один двухрядный. Суммарная базовая динамическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух шарикоподшипников

$$C_{r\Sigma} = C_r i^{0,7} = C_r \cdot 1,625,$$

а двух роликоподшипников

$$C_{r\Sigma} = C_r i^{7/9} = C_r \cdot 1,714.$$

Таблица 2.2 – Значение коэффициента a_1

Необходимая надежность S	0,9	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Стандартом установлено три вида условий использования коэффициента a_{23} :

- 1) обычные условия применения подшипников;
- 2) условия, характеризующиеся наличием гидродинамической пленки масла между контактирующими поверхностями колец и тел качения и отсутствием повышенных перекосов в узле;
- 3) те же условия, что и во 2-м пункте, если кольца и тела качения изготовлены из электрошлаковой или вакуумной сталей.

Таблица 2.3 – Значения коэффициента a_{23}

Тип подшипников	Значение коэффициента a_{23} для условий применения		
	1	2	3
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликоподшипники с цилиндрическими роликами, шарикоподшипники сферические двухрядные	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликоподшипники конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,3...0,6	0,6	0,8...1,0

Рекомендуемые значения ресурсов подшипников различных машин указаны в табл. 2.4

Таблица 2.4 – Рекомендуемые ресурсы работы

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	Потребный ресурс, ч
1	2
Приборы и аппараты, используемые периодически (демонстрационная аппаратура, бытовые приборы)	500
Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени (сельскохозяйственные машины, подъемные краны в сборочных цехах, легкие конвейеры)	4000
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы общего назначения)	12 000
Машины, работающие с полной нагрузкой в одну смену (машины общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, распределительные валы)	20 000
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы)	40 000
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, оборудование торговых морских судов)	100 000

2.8 Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипники

Под эквивалентной динамической радиальной нагрузкой P_r радиальных и радиально-упорных подшипников подразумевают такую постоянную радиальную нагрузку, которая при приложении к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами обеспечит такие же ресурс и надежность, как и при действительных условиях эксплуатации.

Под эквивалентной динамической осевой нагрузкой P_a упорных и

упорно-радиальных подшипников подразумевается такая постоянная осевая нагрузка, при действии которой подшипник будет иметь такие же ресурс и надежность, как и при действительных условиях эксплуатации.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников

$$P_r = (XV F_R + Y F_A) K_B K_T, \quad (2.10)$$

где F_R, F_A – радиальная и осевая внешние нагрузки на подшипники соответственно;

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно;

V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца).

K_B – коэффициент безопасности (табл. 2.5);

K_T – температурный коэффициент.

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P_r = F_R V K_B K_T. \quad (2.11)$$

Эти подшипники при отсутствии бортов на одном из колец не воспринимают осевые нагрузки. Подшипники с бортами на обоих кольцах воспринимают небольшие осевые нагрузки, но приложены они не к дорожкам качения, а к бортам. Поэтому при расчете эквивалентных нагрузок они не учитываются.

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка для шариковых и роликовых упорных и упорно-радиальных подшипников

Для упорных подшипников

$$P_a = F_A K_B K_T. \quad (2.12)$$

Для упорно-радиальных подшипников

$$P_a = (X F_R + Y F_A) K_B K_T. \quad (2.13)$$

Обычные подшипники предназначены для работы при температуре до 100 °С. Для этих условий. $K_T = 1$. Расчет с использованием $K_T > 1$ применяется в основном для подшипников из сталей типа ШХ15 с высоким отпускком (200 °С и выше). Эти подшипники отличаются пониженной твердостью и маркируются специальным знаком в условном обозначении Т, Т1, Т2, Т3 при отпуске соответственно 200, 225, 250, 300 °С Рекомендуется применять подшипники с температурой отпуска, превышающей на 50...60 °С рабочую температуру (t), измеренную на наружном кольце.

Таблица 2.5 – Значения коэффициента безопасности

Вид нагружения	K_B	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков.	1,0	Маломощные кинематические редукторы и приводы. Механизмы ручных кранов и блоков. Тали, кошки, ручные лебедки. Приводы управления.
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125% номинальной расчетной нагрузки.	1,0...1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Гироскопы. Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие Вентиляторы и воздуходувки.
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 150% номинальной (рабочей) нагрузки.	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота кранов. Механизмы изменения вылета стрелы кранов. Шпиндели шлифованных станков. Электрошпиндели.
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200% номинальной (расчетной) нагрузки.	1,8...2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Валки и прокатных станов. Мощные вентиляторы и эксгаустеры.
Нагрузки с сильными ударами; кратковременные перегрузки до 300% номинальной (расчетной) нагрузки.	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов.

Значения K_T для этих подшипников можно определять по формуле

$$K_T = 0,66 + \frac{100}{(400 - t)} \quad . \quad (2.14)$$

Значения коэффициентов X и Y зависят от типа и конструктивных особенностей подшипника. Их выбирают на основании сравнения соотношения $F_A / (V F_R)$ и параметра осевой нагрузки e . Эти коэффициенты

можно выбрать непосредственно по таблицам стандарта для подшипников или по данным сводной таблицы 2.6.

Таблица 2.6 – Коэффициенты радиальной $X(X_0)$ и осевой $Y(Y_0)$ нагрузки на подшипники

Типы подшипников	Угол контакта α	Параметр осевой нагрузки e	$F_A / (VF_R) \leq e$		$F_A / (VF_R) > e$	
			X	Y	X	Y
Радиальные шариковые Тип 0000	0	$0,518 \left(\frac{F_A}{C_0} \right)^{0,24} \geq 0,19$	1	0	0,56	$0,44/e$
Радиально-упорные шариковые Тип 36000	12	$0,631 \left(\frac{F_A}{C_0} \right)^{0,175} \geq 0,3$	1	0	0,45	$0,55/e$
Тип 46000	26	0,68	1	0	0,41	0,87
Тип 66000	36	0,95	1	0	0,37	0,66
Радиально-упорные роликовые Тип 7000	9...17	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$
Тип 27000	25...29	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$

Осевые нагрузки F_A на радиальные шариковые подшипники принимают равными внешним осевым силам F_a , действующим на вал.

Осевые нагрузки F_A на радиально-упорные подшипники (шариковые и роликовые) определяют по внешней осевой силе F_a , действующей на вал, и осевым составляющим F_{S1} и F_{S2} , которые возникают в обоих опорах при их раздельном нагружении в соответствии с таблицей 2.7.

Таблица 2.7 – Определение осевых нагрузок на радиально-упорные подшипники

Условные нагружения	Осевые нагрузки
$F_{S1} \geq F_{S2}, F_a > 0$	$F_{A1} = F_{S1}, F_{A2} = F_{S1} + F_a$
$F_{S1} < F_{S2}, F_a \geq F_{S2} - F_{S1}$	
$F_{S1} < F_{S2}, F_a \leq F_{S2} - F_{S1}$	$F_{A2} = F_{S2}, F_{A1} = F_{S2} - F_a$

Всегда для двух радиально-упорных подшипников опор вала должны сохраняться условия

$$F_{A1} \geq F_{S1}; \quad F_{A2} \geq F_{S2} \quad (2.15)$$

и условие равновесия вала (см. рис. 2.8)

$$F_a + F_{A1} - F_{A2} = 0. \quad (2.16)$$

Осевую составляющую силу F_S , возникающую при радиальном нагружении радиально-упорного подшипника находят из зависимостей:

для конических роликоподшипников

$$F_S = 0,83eF_R; \quad (2.17)$$

для радиально-упорных шарикоподшипников

$$F_S = eF_R. \quad (2.18)$$

Так как для подшипников типа 36000 параметр e зависит от соотношения $\frac{F_A}{C_{0r}}$, где F_A пока еще не определено, то предварительно параметр e можно определить по графику (рис. 2.9).

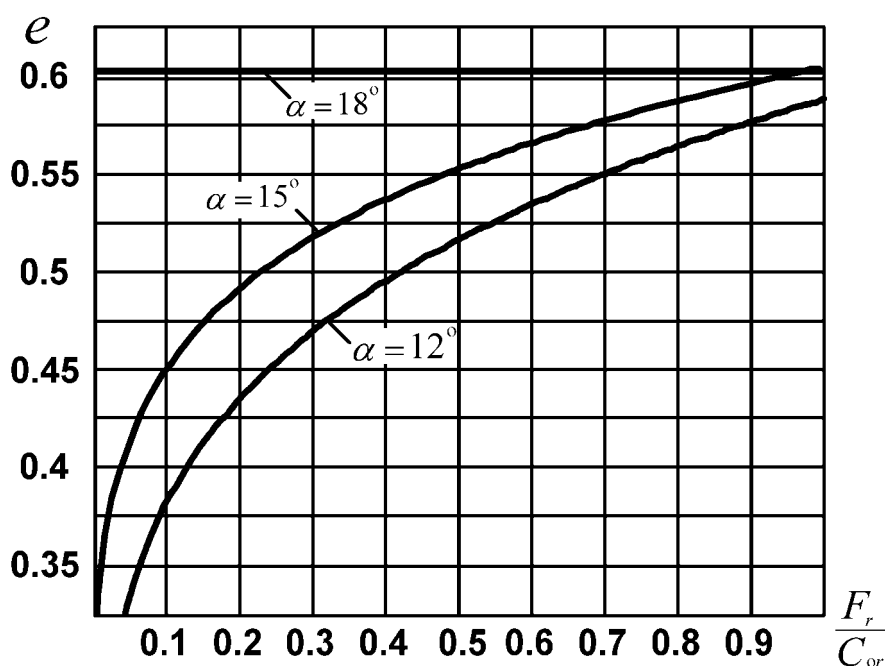


Рисунок 2.9 – Значения e для радиально-упорных шарикоподшипников при $\alpha = 12 - 15^\circ$

2.9 Расчет эквивалентных нагрузок при переменных режимах работы

Если нагружение подшипника задано циклограммой нагрузок, в которой приведены соответствующие значения частот вращения, то циклограммы следует схематизировать и представлять в упрощенном виде (рис. 2.10).

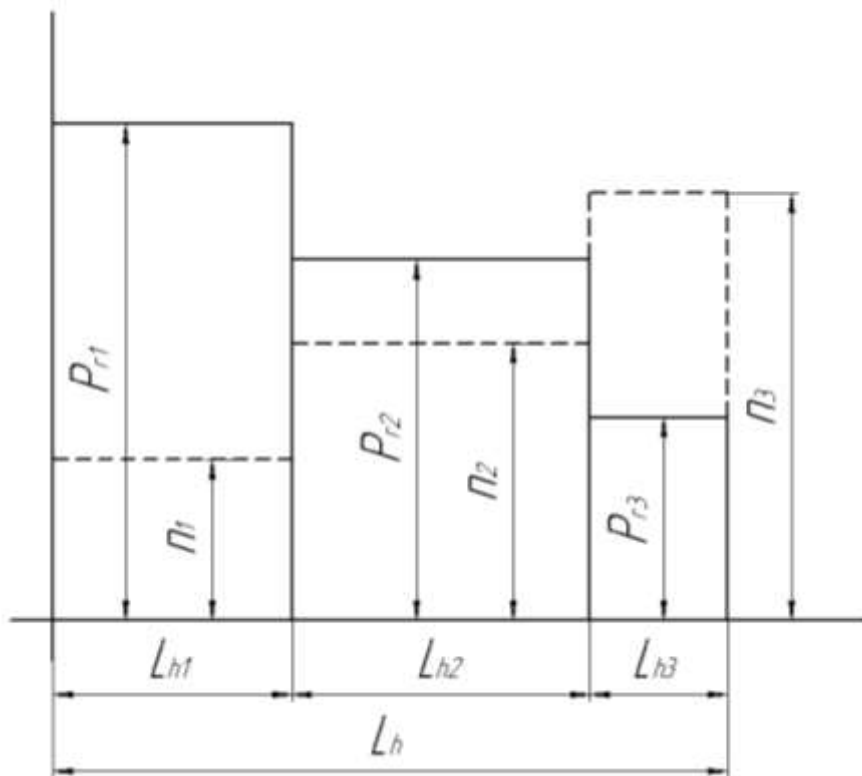


Рисунок 2.10 – Циклограмма нагружения механизма

Также режим нагружения может быть представлен в табличном виде

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	L ₁	P ₁	L ₂	P ₂	L ₃	P ₃
n ₁	3500	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при переменном режиме работы для шарикоподшипников и роликоподшипников определяется по зависимости

$$P_{\text{эр}} = \sqrt[3]{\frac{P_{r1}^3 L_1 + P_{r2}^3 L_2 + \dots + P_{rn}^3 L_n}{L}} = P_r \cdot K_{\text{э}}, \quad (2.19)$$

где K_9 – коэффициент интенсивности режима нагружения;

$$L = L_1 + L_2 + \dots + L_n.$$

Если нагрузка на подшипниках меняется по линейному закону от $P_{r \min}$ до $P_{r \max}$, то эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_{\varepsilon r} = \frac{P_{r \min} + 2P_{r \max}}{3}. \quad (2.20)$$

Эквивалентная динамическая осевая нагрузка $P_{\varepsilon a}$ подсчитывается по аналогичным формулам с заменой P_r на P_a .

2.10 Выбор посадок подшипников

Различают три случая нагружения колец подшипников:

- а) кольцо вращается относительно радиальной нагрузки, подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению;
- б) кольцо неподвижно относительно радиальной нагрузки и подвергается местному нагружению;
- в) кольцо нагружено равнодействующей радиальной нагрузкой, которая не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке кольца, подвергая его колебательному нагружению.

Соединение вращающихся относительно нагрузки колец с валом или корпусом должно осуществляться обязательно с натягом, это исключает проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали, как следствие – развальцовку посадочных поверхностей и контактную коррозию.

Посадки неподвижных относительно нагрузки колец выбирают более свободными, которые допускают наличие небольшого зазора. Обкатывание кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Периодическое проворачивание не вращающегося кольца изменяет положение его зоны нагружения. Кроме того, свободная посадка облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях валов.

Для подшипников класса точности 0 можно назначить посадки, руководствуясь *таблицей 2.8* и *таблицей 2.9*. Здесь P_r – эквивалентная динамическая нагрузка, C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.

На чертежах в местах установки подшипников качения указывают поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов в сочетании с полем допуска подшипника в соответствии с ГОСТ 3325-85.

Таблица 2.8 – Рекомендуемые посадки подшипников на вал

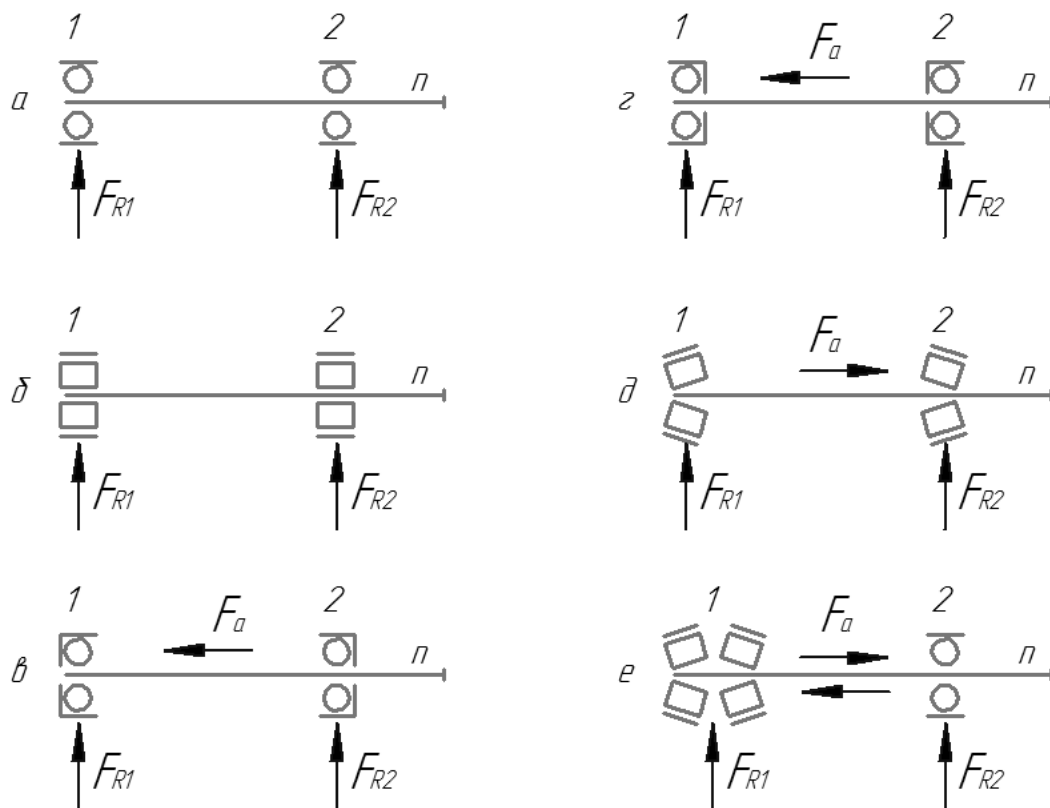
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипников	Посадка подшипников на вал	
		шариковых	роликовых
Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца на валу $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{L0}{g6}$	
	Не требуется перемещение кольца на валу $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{h6}$	
Циркуляционное	Высокие требования к точности хода $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{L0}{j_s 5}$	$\frac{L0}{k5}$
	$0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{j_s 6}; \frac{L0}{k6}$	$\frac{L0}{k6}; \frac{L0}{m6}$
	Ударные нагрузки $P_r > 0,15C_r$	—	$\frac{L0}{n6}$
Колебательное	$0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{L0}{k6}$	$\frac{L0}{m6}$
	Ударные нагрузки $P_r > 0,15C_r$	—	$\frac{L0}{n6}$

Таблица 2.9 – Рекомендуемые посадки подшипников в корпус

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипников	Посадки подшипников в корпус
Местное	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{H7}{l0}$
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{N7}{l0}$
Колебательное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении $0,07C_r < P_r \leq 0,15C_r$	$\frac{K7}{l0}$
	Наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении, высокая точность хода $P_r \leq 0,07C_r$	$\frac{H6}{l0}$

2.11 Примеры расчетов подшипников качения на долговечность

Конструкции опор вращающихся деталей и схемы установки подшипников качения могут быть очень разнообразными. На рис. 2.11 показаны наиболее характерные схемы установки подшипников качения некоторых типов в опорах валов и их нагружение внешними силами. Для таких схем ниже приведены примеры расчета ресурса подшипников по таким известным исходным данным: типоразмер подшипников; частота вращения внутреннего кольца n ; радиальная нагрузка на подшипник F_R ; внешняя осевая сила F_a ; характер нагружения; рабочая температура подшипника.



а – радиальные шариковые; б – радиальные роликовые; в – радиально-упорные шариковые (схема «в распор»); г – радиально-упорные шариковые (схема «в растяжку»); д – радиально-упорные роликовые конические; е – радиально-упорные роликовые конические (фиксированная опора), радиальный шариковый (плавающая опора)

Рисунок 2.11 – Схемы к расчету ресурса подшипников в опорах валов

Пример 1. Вал, который вращается с частотой $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 2.11, а), установлен на двух радиальных шариковых подшипниках 208. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = F_{R2} = 2850 \text{ Н}$.

Работа с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % ($K_B = 1,15$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ\text{C}$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 90 %-й надежности ($a_1 = 1$) и обычных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,75$).

Типовой режим нагружения

Частота вращения	Время работы в часах с использованием мощности					
	L_1	P_1	L_2	P_2	L_3	P_3
n_1	3500	P	3000	$0,7P$	4000	$0,4P$

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 208 имеем:

$$d = 40\text{мм}; D = 80\text{мм}, B = 18\text{мм}; C = 25600H.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется по формуле

$$P_r = VF_R K_B K_T = 1 \cdot 2850 \cdot 1,15 \cdot 1 = 3277H.$$

Здесь $V = 1$, так как в подшипнике вращается внутреннее кольцо.

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\text{эр}} = \sqrt[3]{\frac{P_{r1}^3 L_1 + P_{r2}^3 L_2 + \dots + P_{rn}^3 L_n}{L}} = \sqrt[3]{\frac{(1 \cdot P_r)^3 L_1 + (0,7 \cdot P_r)^3 L_2 + (0,4 \cdot P_r)^3 L_3}{L}} =$$

$$= 3277 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1)^3 \cdot 3500 + (0,7)^3 \cdot 3000 + (0,4)^3 \cdot 4000}{10500}} = 2522H.$$

Расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{эр}}} \right)^3 = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{25600}{2522} \right)^3 = 870\text{млн.об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{870 \cdot 10^6}{60 \cdot 850} = 17059\text{ч.}$$

Пример 2. Вал, который вращается с частотой $n = 950\text{мин}^{-1}$ (рис. 2.11, б), установлен на двух радиальных роликовых подшипниках 2208. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = F_{R2} = 5700H$. Типовой режим нагружения – средний нормальный ($K_\gamma = 0,57$) с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % ($K_B = 1,15$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ\text{C}$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 90 %-й надежности ($a_1 = 1$) и обыч-

ных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,55$).

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 2208 имеем:

$$d = 40\text{мм}; D = 80\text{мм}, B = 18\text{мм}; C = 33700\text{Н}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется по формуле

$$P_r = VF_R K_B K_T = 1 \cdot 5700 \cdot 1,15 \cdot 1 = 6555\text{Н}.$$

Здесь $V = 1$, так как в подшипнике вращается внутреннее кольцо.

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\text{э}r} = P_r \cdot K_{\text{э}} = 6555 \cdot 0,57 = 3736\text{Н}.$$

Расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{э}r}} \right)^{3,33} = 1 \cdot 0,55 \cdot \left(\frac{33700}{3736} \right)^{3,33} = 840\text{млн.об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{840 \cdot 10^6}{60 \cdot 950} = 14737\text{ч}.$$

Пример 3. Вал, который вращается с частотой $n = 730\text{мин}^{-1}$ (рис. 2.11, в), установлен на двух радиально-упорных шариковых подшипниках 36218. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = 6800\text{Н}$, $F_{R2} = 5220\text{Н}$ и осевая сила $F_a = 2600\text{Н}$. Типовой режим нагружения – постоянный ($K_{\text{э}} = 1$) с умеренными толчками и кратковременными перегрузками до 150 % ($K_B = 1,5$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ\text{C}$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 95 %-й надежности ($a_1 = 0,62$) и обычных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,75$).

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 36218 имеем:

$$d = 90\text{мм}; D = 160\text{мм}, B = 18\text{мм}; \alpha = 12^\circ; C = 92800\text{Н}; C_0 = 84600\text{Н}.$$

Предварительные значения параметра e для подшипников 1 и 2 определим в соответствии с графиком рис. 2.9

$$\frac{F_{R1}}{C_0} = \frac{6800}{84600} = 0,08; e_1 = 0,36;$$

$$\frac{F_{R1}}{C_0} = \frac{5220}{84600} = 0,06; e_2 = 0,32.$$

Осевые составляющие, возникающие в подшипниках 1 и 2 при их

радиальном нагружении

$$F_{S1} = e_1 F_{R1} = 0,36 \cdot 6800 = 2448H;$$

$$F_{S2} = e_2 F_{R2} = 0,32 \cdot 5220 = 1660H.$$

Для схемы установки радиально-упорных подшипников по рис. 2.11, в должны выполняться условия:

$$F_{A1} \geq F_{S1}; F_{A2} \geq F_{S2};$$

$$F_a - F_{A1} + F_{A2} = 0.$$

Принимаем

$$F_{A2} = F_{S2} = 1660H,$$

тогда

$$F_{A1} = F_a + F_{A2} = 2600 + 1660 = 4260H.$$

Полученный результат удовлетворяет записанные выше условия. Для соотношений из табл. 2.7 значения параметра e

$$e_1 = 0,631 \left(\frac{F_{A1}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{4260}{84600} \right)^{0,175} = 0,37;$$

$$e_2 = 0,631 \left(\frac{F_{A2}}{C_0} \right)^{0,175} = 0,631 \left(\frac{1660}{84600} \right)^{0,175} = 0,32.$$

Полученные значения близки к предварительно определенным, поэтому делать перерасчет осевых сил на подшипники не нужно.

Определим значения коэффициентов X и Y для подшипников 1 и 2.

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{4260}{1 \cdot 6800} = 0,626 > e_1 = 0,36, \text{ тогда } X_1 = 0,45, Y_1 = 1,53;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{1660}{1 \cdot 5220} = 0,318 < e_2 = 0,32, \text{ тогда } X_2 = 1, Y_2 = 0.$$

Расчетные эквивалентные нагрузки на подшипники 1 и 2

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) K_B K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 6800 + 1,53 \cdot 4260) 1,5 \cdot 1 = 14367H;$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5220 + 0) 1,5 \cdot 1 = 7830H.$$

Более нагруженным является подшипник в опоре 1, поэтому дальнейший расчет ведем для него.

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\text{э}r} = P_r \cdot K_{\text{э}} = 14367 \cdot 1 = 14367 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{э}r}} \right)^3 = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{92800}{14367} \right)^3 = 111,4 \text{ млн.об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{111,4 \cdot 10^6}{60 \cdot 730} = 2543 \text{ ч}.$$

Пример 4. Вал, который вращается с частотой $n = 730 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 2.11, г), установлен на двух радиально-упорных шариковых подшипниках 46218. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = 6800 \text{ Н}$, $F_{R2} = 5220 \text{ Н}$ и осевая сила $F_a = 2600 \text{ Н}$. Типовой режим нагружения – постоянный ($K_{\text{э}} = 1$) с умеренными толчками и кратковременными перегрузками до 150 % ($K_B = 1,5$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ \text{С}$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 95 %-й надежности ($a_1 = 0,62$) и обычных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,75$).

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 46218 имеем:

$$d = 90 \text{ мм}; \quad D = 160 \text{ мм}, \quad B = 18 \text{ мм}; \quad \alpha = 26^\circ; \quad C = 87100 \text{ Н}; \\ C_0 = 77700 \text{ Н}.$$

Для подшипников типа 46000 параметр $e = 0,68$.

Осевые составляющие, возникающие в подшипниках 1 и 2 при их радиальном нагружении

$$F_{S1} = e_1 F_{R1} = 0,68 \cdot 6800 = 4624 \text{ Н};$$

$$F_{S2} = e_2 F_{R2} = 0,68 \cdot 5220 = 3550 \text{ Н}.$$

Для схемы установки радиально-упорных подшипников по рис. 2.11, г должны выполняться условия:

$$F_{A1} \geq F_{S1}; \quad F_{A2} \geq F_{S2};$$

$$F_a + F_{A1} - F_{A2} = 0.$$

Принимаем

$$F_{A1} = F_{S1} = 4624 \text{ Н},$$

Тогда

$$F_{A2} = F_a + F_{A1} = 2600 + 4624 = 7224H.$$

Полученный результат удовлетворяет записанные выше условия.
Определим значения коэффициентов X и Y для подшипников 1 и 2.

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{4624}{1 \cdot 6800} = 0,68 = e, \text{ тогда } X_1 = 1, Y_1 = 0;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{7224}{1 \cdot 5220} = 1,318 > e, \text{ тогда } X_2 = 0,41, Y_2 = 0,87.$$

Расчетные эквивалентные нагрузки на подшипники 1 и 2

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 6800 + 0) 1,5 \cdot 1 = 10200H;$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) K_B K_T = (0,41 \cdot 1 \cdot 5220 + 0,87 \cdot 7224) 1,5 \cdot 1 = 8425H.$$

Более нагруженным является подшипник в опоре 1, поэтому дальнейший расчет ведем для него.

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\text{эр}} = P_r \cdot K_{\text{э}} = 10200 \cdot 1 = 10200H.$$

Расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{эр}}} \right)^3 = 0,62 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{87100}{10200} \right)^3 = 289,5 \text{ млн. об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{289,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 730} = 6610 \text{ ч.}$$

Пример 5. Вал, который вращается с частотой $n = 960 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 2.11, д), установлен на двух радиально-упорных роликовых конических подшипниках 7308. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = 3850H$, $F_{R2} = 4240H$ и осевая сила $F_a = 3480H$. Типовой режим нагружения – с легкими толчками и кратковременными перегрузками до 125 % ($K_B = 1,2$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ C$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 90 %-й надежности ($a_1 = 1$) и обычных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,65$).

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 7308 имеем:

$$d = 40 \text{ мм}; \quad D = 90 \text{ мм}, \quad B = 23 \text{ мм}; \quad T = 25,25 \text{ мм}; \quad \alpha = 11^\circ;$$
$$C = 61000H; e = 0,28.$$

Осевые составляющие, возникающие в подшипниках 1 и 2 при их радиальном нагружении

$$F_{S1} = 0,83e_1 F_{R1} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 3850 = 895H;$$

$$F_{S2} = 0,83e_2 F_{R2} = 0,83 \cdot 0,28 \cdot 4240 = 985H.$$

Для схемы установки радиально-упорных подшипников по рис. 2.11, б должны выполняться условия:

$$F_{A1} \geq F_{S1}; F_{A2} \geq F_{S2};$$

$$F_a + F_{A1} - F_{A2} = 0.$$

Принимаем

$$F_{A1} = F_{S1} = 895H,$$

тогда

$$F_{A2} = F_a + F_{A1} = 3480 + 895 = 4375H.$$

Полученный результат удовлетворяет записанные выше условия.

Определим значения коэффициентов X и Y для подшипников 1 и 2.

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{895}{1 \cdot 3850} = 0,23 < e = 0,28, \text{ тогда } X_1 = 1, Y_1 = 0;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{4375}{1 \cdot 4240} = 1,03 > e = 0,28, \text{ тогда } X_2 = 0,4, Y_2 = 2,06.$$

Расчетные эквивалентные нагрузки на подшипники 1 и 2

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 3850 + 0) 1,2 \cdot 1 = 4620H;$$

$$P_{r2} = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{A2}) K_B K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 4240 + 2,06 \cdot 4375) 1,2 \cdot 1 = 12850H.$$

Более нагруженным является подшипник в опоре 2, поэтому дальнейший расчет ведем для него.

Расчетный ресурс подшипников в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\text{эр}}} \right)^{3,33} = 1 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{61000}{12850} \right)^{3,33} = 116,8 \text{ млн. об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{116,8 \cdot 10^6}{60 \cdot 960} = 2028 \text{ ч.}$$

Пример 6. Вал, который вращается с частотой $n = 960 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 2.11, е), установлен на двух опорах, из которых опора 1 (фиксированная) имеет сдвоенные радиально-упорные роликовые конические подшипники 7206, а опора 2 (плавающая) имеет один радиальный шариковый подшипник 206. Внешние радиальные нагрузки на подшипники $F_{R1} = 3420 \text{ Н}$, $F_{R2} = 2120 \text{ Н}$. Возможная двухсторонняя осевая нагрузка $F_a = 1960 \text{ Н}$. Типовой режим нагружения – постоянный ($K_g = 1$) с умеренными толчками и кратковременными перегрузками до 150 % ($K_B = 1,5$), эксплуатационная температура подшипников $t \leq 90^\circ \text{С}$ ($K_T = 1$). Определить расчетный ресурс подшипников при 90 %-й надежности ($a_1 = 1$) и обычных расчетных условиях эксплуатации ($a_{23} = 0,65$ – для конических подшипников и $a_{23} = 0,75$ – для шарикового радиального подшипника).

Решение. Согласно таблиц стандарта для подшипника 7206 имеем:

$$d = 30 \text{ мм}; \quad D = 62 \text{ мм}, \quad B = 16 \text{ мм}; \quad T = 17,25 \text{ мм}; \quad \alpha = 14^\circ; \\ C = 29800 \text{ Н}; e = 0,36.$$

Суммарная базовая динамическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух роликоподшипников

$$C_\Sigma = C \cdot i^{7/9} = C \cdot 1,714 = 29800 \cdot 1,714 = 51077 \text{ Н}.$$

В опоре 1 в зависимости от направления осевой силы всегда всю нагрузку воспринимает один подшипник при условии $\frac{F_A}{VF_R} > e$.

В нашем случае $F_{A1} = F_a = 1960 \text{ Н}$;

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{1960}{1 \cdot 3420} = 0,57 > e = 0,36, \text{ тогда } X_1 = 0,4, Y_1 = 1,61.$$

Расчетная эквивалентная нагрузка на подшипник 1

$$P_{r1} = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{A1}) K_B K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 3420 + 1,61 \cdot 1960) 1,5 \cdot 1 = 6785 \text{ Н}.$$

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\text{э}r1} = P_{r1} \cdot K_g = 6785 \cdot 1 = 6785 \text{ Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C_\Sigma}{P_{\text{э}r}} \right)^{3,33} = 1 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{51077}{6785} \right)^{3,33} = 539,8 \text{ млн. об.}$$

Расчетный ресурс подшипника в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{89,7 \cdot 10^6}{60 \cdot 450} = 19993 \text{ ч.}$$

Согласно таблиц стандарта для подшипника 206 имеем:

$$d = 30\text{мм}; D = 62\text{мм}, B = 16\text{мм}; C = 15300\text{Н}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник в опоре 2 определяется по формуле

$$P_{r2} = VF_{R2}K_BK_T = 1 \cdot 2120 \cdot 1,5 \cdot 1 = 3180\text{Н}.$$

Здесь $V = 1$, так как в подшипнике вращается внутреннее кольцо.

Расчетная эквивалентная динамическая нагрузка с расчетом режима нагружения

$$P_{\varepsilon r2} = P_{r2} \cdot K_{\varepsilon} = 3180 \cdot 1 = 3180\text{Н}.$$

Расчетный ресурс подшипника в миллионах оборотов

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_{\varepsilon r}} \right)^3 = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{15300}{3180} \right)^3 = 83,4\text{млн.об.}$$

Расчетный ресурс подшипников в часах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60n} = \frac{83,4 \cdot 10^6}{60 \cdot 450} = 3093\text{ч.}$$

2.12 Расчеты подшипников на статическую грузоподъемность

Под базовой статической грузоподъемностью подшипника подразумевается такая статическая нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников, центральная осевая для упорных и упорно-радиальных подшипников), которая вызывает общую остаточную деформацию тела качения и дорожки качения в наиболее нагруженной зоне контакта (при отсутствии перекосов колец подшипника), равную 0,0001 диаметра тела качения.

Значения базовой статической грузоподъемности для каждого подшипника заранее подсчитаны и указаны в каталоге. Подшипники выбирают по статической грузоподъемности, если они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или при частоте вращения до 10 мин^{-1} .

Подшипники, работающие при частоте вращения $n > 10\text{ мин}^{-1}$ и резко переменной нагрузке, следует проверять на статическую грузоподъемность.

При расчете на статическую грузоподъемность проверяют, не будет ли внешняя радиальная или осевая нагрузка превосходить статическую грузоподъемность, указанную в каталоге:

$$F_{0R} \leq C_{0r} \quad \text{и} \quad F_{0a} \leq C_{0a}. \quad (2.22)$$

При действии на радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники и радиально-упорные (конические) роликоподшипники комбинированных нагрузок расчет статической грузоподъемности выполняют по эквивалентной статической радиальной нагрузке:

$$P_{0r} = X_0 F_R + Y_0 F_a, \text{ но не менее } F_R. \quad (2.23)$$

Значения коэффициентов X_0 и Y_0 даны в табл. 2.2.

Эквивалентная статическая радиальная нагрузка – статическая радиальная нагрузка, вызывающая такую же общую остаточную деформацию тела качения и дорожки качения в наиболее нагруженной зоне контакта, что и деформация, возникающая в условиях действительной нагрузки.

Таблица 2.10 – Значения коэффициентов X_0 и Y_0 для расчета эквивалентной статической нагрузки

Типы подшипников		Однорядные		Двухрядные	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковые радиальные		0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально-упорные с номинальными углами контакта α	12°	0,5	0,47	1	0,94
	26°		0,37		0,74
	36°		0,28		0,56
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся, конические радиально-упорные		0,5	$0,22 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,44 \operatorname{ctg} \alpha$

Эквивалентная статическая осевая нагрузка (понятие имеет тот же смысл, что и эквивалентная статическая радиальная нагрузка) на упорно-радиальные шариковые и роликовые подшипники

$$P_{oa} = F_a + 2,3 F_R \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.24)$$

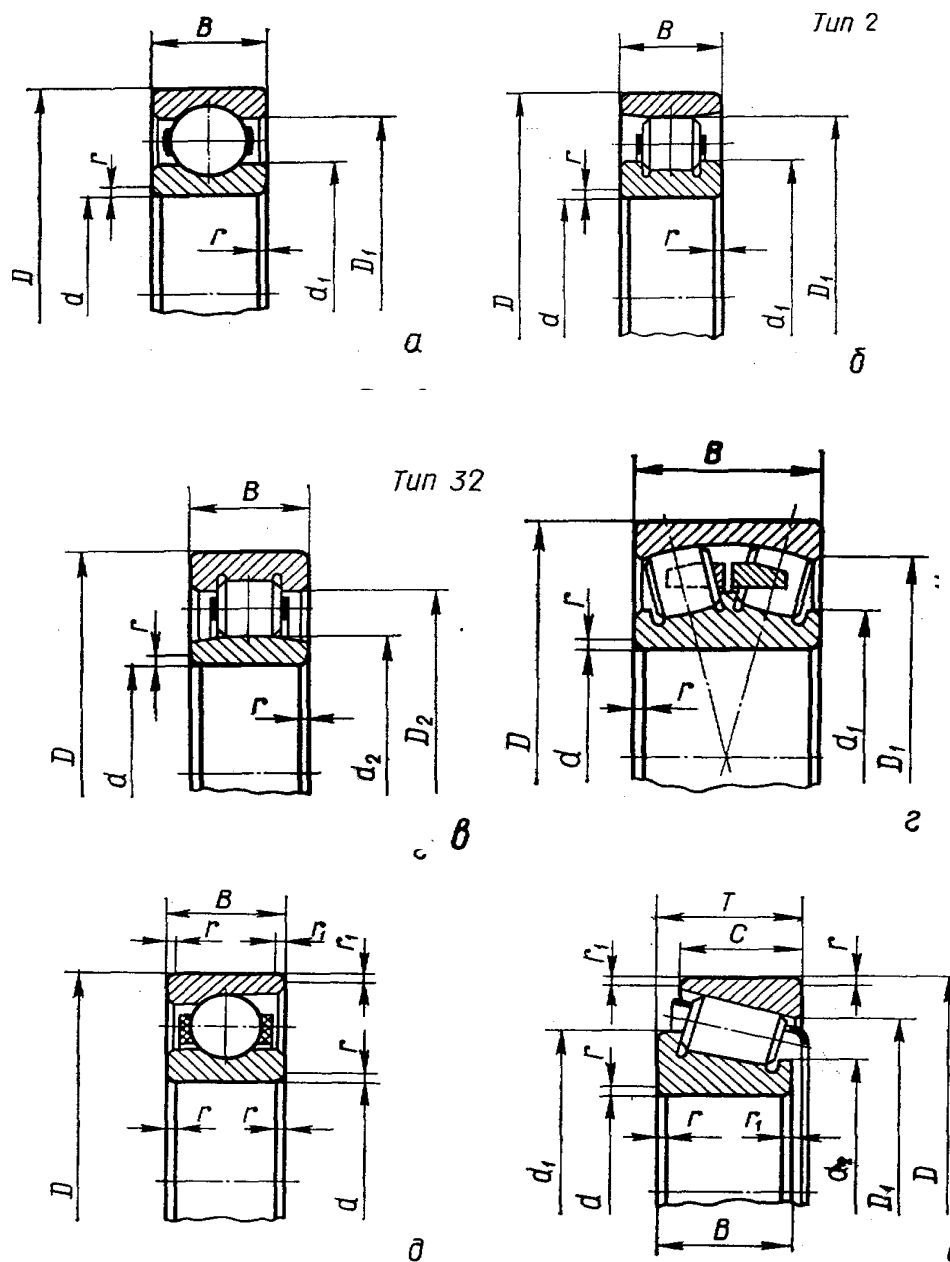
При действии комбинированных нагрузок должны выполняться условия:

$$P_{or} \leq C_{or} \text{ и } P_{oa} \leq C_{oa}.$$

При частоте вращения до 10 мин^{-1} , если при этом не требуется плавность хода, а ресурс подшипника невелик, допускается кратковременное повышение нагрузки до $2C_{or}$ или $2C_{oa}$. Если требуется высокая плавность хода и стабильность момента трения при указанной выше малой частоте вращения, то рекомендуется уменьшить допускаемую статическую нагрузку до C_{or} / ξ и C_{oa} / ξ . При этом коэффициент запаса: $\xi = 1,5$ – для упорных подшипников крановых крюков и подвесов; $\xi = 2,0$ – для

приборных прецизионных поворотных устройств; $\xi = 4,0$ — для ответственных тяжело нагруженных опор и поворотных кругов.

ПРИЛОЖЕНИЕ А



а — шариковый радиальный по ГОСТ 8338—75; б, в — роликовые радиальные по ГОСТ 8328—75; г — роликовый радиальный сферический по ГОСТ 5721—75; д — шариковый радиально-упорный по ГОСТ 831—75; е — роликовый конический по ГОСТ 333—79 (тип 7000 — с углом $\alpha = 10...16^\circ$, тип 27 000 — с углом $\alpha = 25...29^\circ$).

Рисунок А.1 — Основные типы подшипников

Таблица А.1 – Технические данные подшипников шариковых радиальных однорядных.

Легкая серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1				C, H	C ₀ , H
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		
200	10	30	9	1,0	5 900	2 650
201	12	32	10		6 890	3 100
202	15	35	11		7 800	3 550
203	17	40	12		9 560	4 500
204	20	47	14	1,5	12 700	6 200
205	25	52	15		14 000	6 950
206	30	62	16		19 500	10 000
207	35	72	17	2,0	25 500	13 700
208	40	80	18		32 000	17 800
209	45	85	19		33 200	18 600
210	50	90	20		35 100	19 800
211	55	100	21	2,5	43 600	25 000
212	60	110	22		52 000	31 000
213	65	120	23		56 000	34 000
214	70	125	24		61 800	37 500
215	75	130	25		66 300	41 000

Таблица А.2 – Технические данные подшипников шариковых радиальных однорядных.

Средняя серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1				C, H	C ₀ , H
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		
300	10	35	11	1	8 060	3 750
301	12	37	12	1,5	9 750	4 650
302	15	42	13		11 400	5 400
303	17	47	14		13 500	6 650
304	20	52	15	2	15 900	7 800
305	25	62	17		22 500	11 400
306	30	72	19		28 100	14 600
307	35	80	21	2,5	53 200	18 000
308	40	90	23		41 000	22 400
309	45	100	25		52 700	30 000
310	50	110	27	3	61 800	36 000
311	55	120	29		71 500	41 500
312	60	130	31	3,5	81 900	48 000
313	65	140	33		92 300	56 000
314	70	150	35		104 000	63 000
315	75	160	37		112 000	72 500
316	80	170	39		124 000	80 000

Таблица А.3 – Технические данные подшипников шариковых радиальных однорядных.

Тяжелая серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1				C, Н	C ₀ , Н
	d	D	B	r		
403	17	62	17	2,0	22 900	11 800
405	25	80	21	2,5	36 400	20 400
406	30	90	23		47 000	26 700
407	35	100	25		55 300	31 000
408	40	110	27	3,0	63 700	36 500
409	45	120	29		76 100	45 500
410	50	130	31	3,5	87 100	52 000
411	55	140	33		100 000	63 000
412	60	150	35		108 000	70 000
413	65	160	37		119 000	78 100
414	70	180	42	4,0	143 000	105 000
416	80	200	48		163 000	125 000
417	85	210	52	5,0	174 000	135 000

Таблица А.4 – Технические данные подшипников роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами.

Средняя серия

Обозначение		Размеры, мм, по рисунку А.1				C, кН	C ₀ , кН
		d	D	B	r		
	32302	15	42	13	1,0	13,7	8,4
2305	—	25	63	17	2,0	28,6	14,8
2306	32306	30	72	19		36,9	20,6
2307	—	35	80	21		44,6	23,2
2308	32308	40	90	23	2,5	56,1	28,5
2309	32309	45	100	25		72,1	40,7
2310	32310	50	110	27	3,0	88,0	47,5
2311	32311	55	120	29		102,0	62,8
2312	32312	60	130	31	3,5	123,0	77,2
2313	32313	65	140	33		138,0	80,4
2314	32314	70	150	35		151,0	97,3
2315	32315	75	160	37		183,0	112,0

Таблица А.5 – Технические данные подшипников шариковых радиально-упорных однорядных.
Средняя серия .

Обозначение		Размеры, мм, по рисунку А.1				Грузоподъемность, кН			
						$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>
–	46304	20	52	15	2,0	–	–	14,0	9,1
36305	46305	25	62	17		22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19		16,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21	2,5	35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23		41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25		50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27	3,0	59,2	48,8	56,3	44,8
–	46311	55	120	29		–	–	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31	3,5	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33		94,1	83,2	89,0	76,4
–	46314	70	150	35		–	–	100,0	87,0

Таблица А.6 – Технические данные подшипников шариковых радиально-упорных однорядных. Тип 66000, угол контакта $\alpha = 36^\circ$.
Тяжелая серия.

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1				<i>C, кН</i>	<i>C₀, кН</i>
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>		
66407	35	100	25	2,5	43,8	33,7
66408	40	110	27	3,0	72,2	38,8
66409	45	120	29		81,6	48,2
66410	50	130	31	3,5	98,9	61,2
66412	60	150	35		125,0	81,1
66414	70	180	42	4,0	152,0	11,1
66418	90	225	54	5,0	208,0	17,2

Таблица А.7 – Технические данные подшипников роликовых конических однорядных.

Средняя серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1						e	γ	C, H
	d	D	T	B	c	r			
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,30	2,03	26 000
7305	25	62	18,25	17	15		0,36	1,67	33 000
7306	30	72	20,75	19	17		0,34	1,78	43 000
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,32	1,38	54 000
7308	40	90	25,25	23	20		0,28	2,16	66 000
7309	45	100	27,25	26	22		0,28	2,16	83 000
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	0,31	1,94	100 000
7311	55	120	31,50	29	25		0,33	1,80	107 000
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	0,30	1,97	128 000
7313	65	140	36,00	33	28		0,30	1,97	146 000
7314	70	150	38,00	37	30		0,31	1,94	170 000
7315	75	160	40,00	37	31		0,33	1,83	180 000

Таблица А.8 – Технические данные подшипников роликовых конических однорядных.

Легкая серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1						e	γ	C, H
	d	D	T	B	c	r			
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,36	1,67	21000
7205	25	52	16,25	15	13		0,36	1,67	24000
7206	30	62	17,25	16	14		0,36	1,64	31000
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,37	1,62	38000
7208	40	80	19,75	20	16		0,38	1,56	46000
7209	45	85	20,75	19	16		0,41	1,45	50000
7210	50	90	21,75	21	17		0,37	1,60	56000
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,41	1,46	65000
7212	60	100	23,75	23	19		0,35	1,71	78000
7214	70	126	26,75	26	21		0,37	1,62	96000
7215	75	130	27,25	26	22		0,39	1,55	107000
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,42	1,43	112000

Таблица А.9 – Технические данные подшипников роликовых конических однорядных.

Легкая широкая серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1						е	у	С, Н
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>			
7506	30	62	21,25	20,5	17	1,5	0,36	1,64	36000
7507	35	72	24,25	23,0	20	2,0	0,35	1,73	53000
7508	40	80	24,75	23,5	20		0,38	1,57	56000
7509	45	85	24,75	23,5	20		0,42	1,44	60000
7510	50	90	24,75	23,5	20		0,42	1,43	62000
7511	55	100	26,75	25,0	21	2,5	0,36	1,67	80000
7512	60	110	29,75	28,0	24		0,39	1,53	94000
7513	65	120	32,75	31,0	27		0,37	1,62	119000
7514	70	125	33,25	31,0	27		0,39	1,55	125000
7515	75	130	33,25	31,0	27	3,0	0,41	1,48	130000
7516	80	140	32,25	33,0	28		0,40	1,49	143000
7517	85	150	38,50	36,0	30		0,39	1,58	162000

Таблица А. 10 – Технические данные подшипников роликовых конических однорядных.

Средняя широкая серия.

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1						е	у	С, Н
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>r</i>			
7604	20	52	22,25	21	18,5	2,0	0,30	2,01	36000
7605	25	62	25,25	24	21		0,27	2,19	47500
7606	30	72	27,75	29	23	2,0	0,32	1,88	63000
7607	35	80	32,75	31	27	2,5	0,30	2,03	76000
7608	40	90	35,25	33	28,5		0,30	2,03	90000
7609	45	100	38,25	36	31		0,29	2,06	114000
7611	55	120	45,50	44,5	36,5	3,0	0,32	1,85	160000

Таблица А.11 – Технические данные подшипников роликовых конических однорядных. с большим углом конуса
Средняя серия

Обозначение	Размеры, мм, по рисунку А.1						е	Y	C, H
	d	D	T	B	c	r			
27 306	30	72	20,75	19	14	2,0	0,72	0,83	35 000
27 307	35	80	22,75	21	15	2,5	0,79	0,76	45 000
27 308	40	90	25,25	23	17		0,79	0,75	56 000
27 310	50	110	29,25	29	19	3,0	0,80	0,75	80 000
27 311	55	120	31,50	29	21		0,81	0,79	92 000
27 312	60	130	33,50	31	22	3,5	0,70	0,86	105 000
27 313	65	140	36,00	33	23		0,75	0,80	120 000
27 315	75	160	40,00	37	26		0,83	0,73	150 000
27 317	85	180	44,50	41	30	4,0	0,76	0,78	180 000

Таблица А.12 – Технические данные подшипников шариковых радиальных сферических двухрядных.
Легкая серия

Обозначение	Размеры, мм,				Числовые значения коэффициентов						C_r, H	C_{0r}, H
	d	D	B	r	$F_A / VF_R \leq e$		$F_A / VF_R > e$		e	Y_0		
					X	Y	X	Y				
1204	20	47	14	1,5	1,0	2,31	65	3,57	0,27	2,42	9 950	3 180
1205	25	52	15			2,32		3,60	0,27	2,44	12 100	4 000
1206	30	62	16			2,58		3,99	0,24	2,70	15 600	5 800
1207	35	72	17	2,0		2,74		4,24	0,23	2,87	15 900	6 600
1208	40	80	18			2,87		4,44	0,22	3,01	19 000	8 550
1209	45	85	19			2,97		4,60	0,21	3,11	21 600	9 600
1210	50	90	20			3,13		4,85	0,21	3,28	22 900	10 800
1211	55	100	21	2,5		3,23		5,00	0,20	3,39	26 500	13 300
1212	60	110	22			3,41		5,27	0,19	3,57	10 200	15 500
1213	65	120	23			371		5,73	0,17	3,88	31 200	17 200

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 2 **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.
- 3 **Заблонский, К. И.** Детали машин / К. И. Заблонский. – Одесса : Астропринт, 1999. – 404 с.
- 4 **Кудрявцев, В. Н.** Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – М. : Высшая школа, 1980. – 446 с.
- 5 **Когаев, В. П.** Расчеты деталей машин на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985.– 224 с.
- 6 **Серенсен, С.В.** Валы и оси: Конструирование, расчет / С. В. Серенсен, Н. Б. Громан, В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1970. – 361 с.
- 7 **Киркач, Н. Ф.** Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Высшая шк., 1991. – 273 с.
- 8 **Когаев, В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В. П. Когаев. – М. : Машиностроение, 1977.– 227 с.
- 9 **ГОСТ 18854-82.** Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки.
- 10 **ГОСТ 18855-82.** Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности и долговечности.
- 11 Подшипники качения. Справочник каталог / Под редакцией А. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
- 12 **ГОСТ 520-71.** Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования.

**ДЕТАЛІ МАШИН
ВАЛИ (ОСІ) І ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ**

**Методичні вказівки
для студентів механічних спеціальностей**

(Російською мовою)

Укладачі: ТАРОВИК Микола Георгійович,
КАРНАУХ Сергій Григорович,
КУЛІК Тетяна Олександрівна

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання О. С. Орда

10/2012. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 2,09.
Обл.-вид. арк. 1,41. Тираж прим. Зам. №

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003