ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ВТОРОЙ ЭТАП КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРОВ

Методические указания для самостоятельной работы
студентов дневной и заочной форм обучения

Методические указания «Второй этап компоновки редуктора» в курсовом проекте по дисциплине «Детали машин» предназначены для оказания помощи студентам механических специальностей дневной и заочной форм обучения при эскизном проектировании и конструировании деталей и узлов редукторов, входящих в состав механических приводов современных машин. Наиболее распространенными объектами курсового проектирования являются цилиндрические, конические и червячные редукторы, а также ременные и цепные передачи приводов.

Цель данных методических указаний – научить студентов комплексному подходу к оптимизации результатов выполненных ранее расчетов, умению творчески мыслить, наиболее полно использовать приобретенные в ходе обучения знания.

Введение

Курсовой проект по деталям машин является первой самостоятельной конструкторской работой студента. При его выполнении закрепляются знания по курсу «Детали машин», развивается умение использовать для практических приложений сведения из ранее изученных дисциплин, приобретаются навыки роботы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами.

При выполнении проекта, студенты используют математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящихся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теории упругости и др.. Широко используются также сведения из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, теории механизмов и машин, технологии машиностроения, инженерной и компьютерной графики и др.. Суммируя сведения из перечисленных дисциплин, студенты приобщаются к деятельности инженеров и исследователей, начинают понимать значение общетеоретических и общеинженерных дисциплин, что способствует развитию самостоятельности и творческого подхода к поставленным проблемам.

Эскизный проект студенты разрабатывают на основании технического предложения, одобренного консультантом (преподавателем). Он должен содержать расчеты и чертежи.

На этапе эскизного проектирования студент конструирует валы и сопряжения их с посаженными деталями; разрабатывает конструкции зубчатых и червячных колес, выбирает подшипники качения и конструирует подшипниковые узлы; определяет размеры корпуса; окончательно оформляет компоновочный чертеж.

Второй этап компоновки редукторов имеет целью конструктивно оформить валы, зубчатые и червячные колеса, подшипниковые узлы, корпус и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Диаметры валов назначают в соответствии с результатами предварительного расчёта и с учётом технологических требований на обработку и сборку.

Общие принципы компоновки валов и подшипниковых узлов одинаковы для всех типов редукторов.

1. Проверочные расчёты валов редукторов

Проверочный расчёт валов производится на усталостную и статическую прочность и жесткость, а в отдельных случаях и колебания. Выполняется после конструктивного оформления вала на основе проектного расчёта и подбора подшипников по его расчётной схеме.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач и муфт, распределяющиеся по длине ступицы.

Давление муфты на вал [4, с.298]

F_M =(0,2…0,5) $F_M^{'}$,

где $F_M^{'}$ – окружная сила на муфте.

Для двухступенчатых редукторов $F_M^{'}$ = $250\sqrt{T}$,

где Т – вращающий момент, передаваемый валом, Н•м

Влиянием силы тяжести валов и насаженных на них деталей пренебрегают (за исключением тяжелых маховиков). Силы трения не учитываются.

1.1. Расчёт на усталостную прочность заключается в определении расчётных коэффициентов запаса прочности в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений.

При расчёте принимают, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу изменения напряжений во времени, а касательные – по пульсирующему. Выбор пульсирующего цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передает переменные по величине, но постоянные по направлению вращающие моменты.

Усталостная прочность обеспечена если соблюдается условие [5, с.162]

$$S = \frac{S_\sigma * S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d * K_V} \sigma_a + \psi_\sigma * \sigma_m},$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K\tau}{K_d * K_V} \tau_a + \psi_\tau * \tau_m},$$

Где σ_1, τ_1 – пределы выносливости при изгибе и кручении для симметричного цикла изменения напряжений во времени:

$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\ \sigma_B$,

$\tau_{-1} \approx 0{,}43\ \sigma_{-1}$;

где σ_B - предел прочности материала вала.

K_σ, K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор);

K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения;

σ_a, τ_a - амплитуды цикла изменения напряжения при изгибе и кручении

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{нетто}},$$

$$\tau_a = \frac{T_K}{W_{кнетто}},$$

где $Wнетто$, W_K $нетто$ - моменты сопротивления изгибу и кручению сечения вала [5, с.165]:

$$Wнетто = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

$$W_K\ нетто = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

σm, τm - средние напряжения циклов при изгибе и кручении.

Для принятых условий (циклов изменения напряжений во времени)

$\sigma m = 0$, $\tau m = \tau a$

Если одновременно с изгибом в расчётном сечении возникает продольная растягивающая сила F_P, то

$$\sigma_m = \frac{F_P}{A},$$

где А – площадь поперечного сечения вала;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние среднего напряжения цикла на усталостную прочность. Обычно принимают:

для среднеуглеродных сталей

$\psi_\sigma = 0{,}10$; $\psi_\tau = 0{,}05$;

для легированных сталей

$\psi_\sigma = 0{,}30$; $\psi_\tau = 0{,}10$;

Допускаемый коэффициент запаса прочности для валов механических передач [S] = 1,5 … 3,0

Проверочный расчёт на усталостную прочность ведётся по длительно действующей номинальной нагрузке без учёта кратковременных пиковых нагрузок, число циклов действия которых невелико и не влияет на усталостную прочность.

Если в результате расчёта получится S < [S] и увеличение размеров сечения вала невозможно, то наиболее эффективным способом повышения сопротивления усталости является применение упрочняющей обработки.

1.2. Расчёт на статическую прочность (второй этап расчёта валов) ведётся для предупреждения пластических деформаций в период действия пиковых нагрузок (например, период пуска).

Эквивалентное напряжение для опасного сечения вала определяют по гипотезе энергии формоизменения или другим теориям прочности.

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_{\max}{}^2 + 3\tau_к} \le [\sigma]_{пред},$$

где $\sigma_{\max} = \frac{\max M}{Wнетто} + \frac{F_P}{A}$,

$$\tau_к = \frac{T}{W_K нетто},$$

$$[\sigma]_{пред} \approx 0{,}8\sigma_T,$$

где σ_T - предел текучести материала вала.

Последовательность расчёта валов:

1. Составляют расчётную схему (схему нагружения валов)
2. Определяют усилия, действующие на вал.
3. Определяют опорные реакции и строят эпюры изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.
4. Определяют суммарный изгибающий момент и строят эпюру.
5. Определяют крутящие моменты и строят эпюру.
6. Определяют приведённые (эквивалентные) моменты и строят эпюры.

$$Мэкв = \sqrt{(M^{\Sigma})^2 + 0{,}75T_K{}^2},$$

где M^{Σ} – суммарный изгибающий момент, Н•м.

7. В соответствии с эпюрами моментов рассчитывают диаметры опасных сечений валов.

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{\max Мэкв}{0{,}1[\sigma_{-1}]пред}}$$

Прочность вала проверяют по условию $d \le d_{ƒ}$ (в случае вала-шестерни), или $d \le d_{Ш}$ (в случае насадной шестерни).

1.3 Расчёт на жесткость выполняют в тех случаях, когда их деформации существенно влияют на работу сопряжённых с валом деталей.

Различают изгибную и крутильную жесткость.

Изгибная жесткость валов оценивается прогибами f и углом наклона сечений Θ, которые определяют методами сопротивления материалов.

Требуемая изгибная жесткость обеспечивается при условии

$f \le [f]$ и $\Theta \le [\Theta]$

В большинстве случаев валы редукторов на жесткость не проверяются, так как завышены коэффициенты запаса прочности.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания на единицу длины вала:

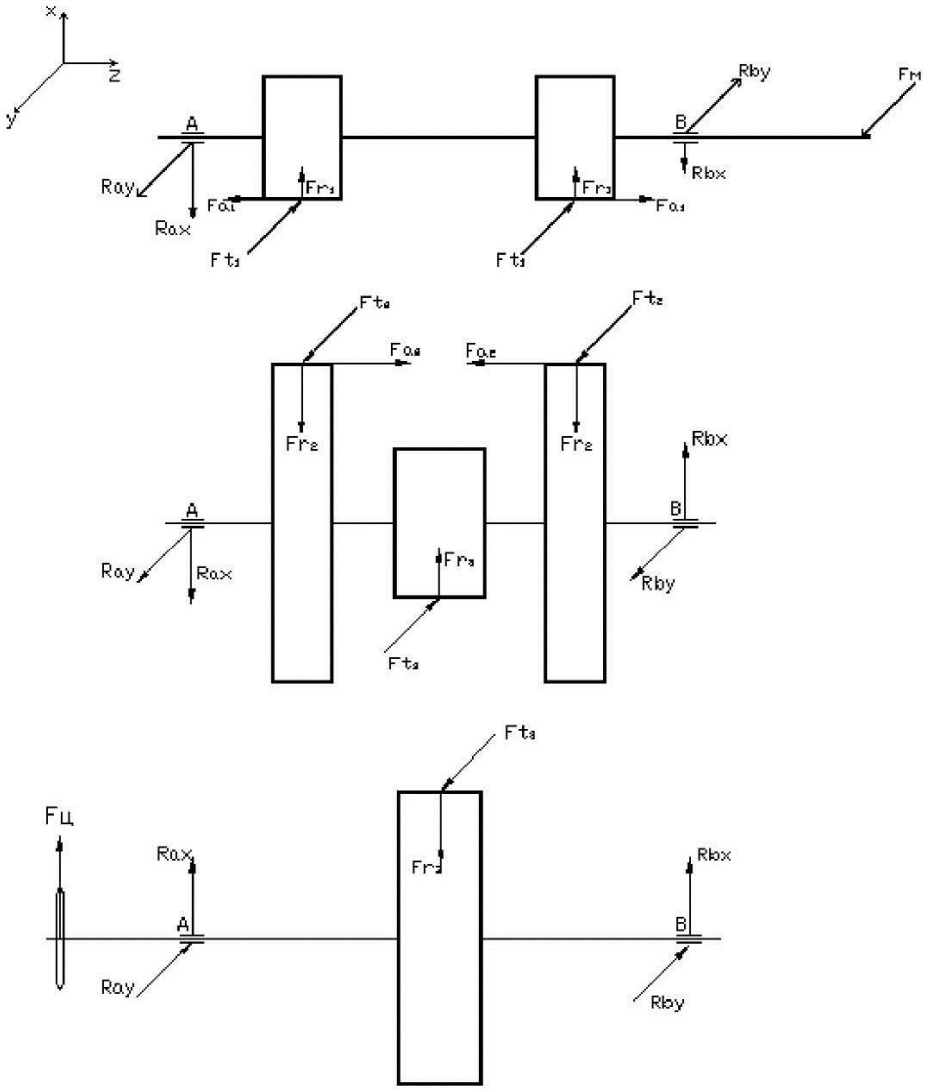
$$\varphi = \frac{T}{G * I_p} \leq [\varphi]$$

1.4 Примеры статического расчёта валов двухступенчатых редукторов

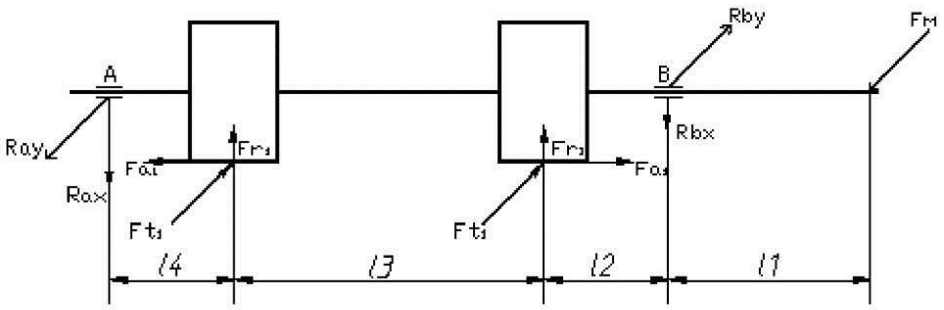
1.4.1 Двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной передачей

Схема 02

Схема нагружения валов



Быстроходный вал



Из ранее полученных расчетов

$F_{t1} = 363\ H$

$F_{a1} = 359\ H$

$F_{r1} = 134\ H$

$T_1 = 21{,}2 Нм$

$d_1 = 57\ мм$

$d_{f1} = 57\ мм \quad (вал - шестерня)$

Сила давления муфты на вал $F_M = (0{,}2 \ldots 05)\ F_M^{'}$,

где $F_M^{'}$ - окружная сила на муфте; для двухступенчатого редуктора

$F_M^{'} = 250\sqrt{T_1} = 250\sqrt{21{,}2} = 1150H \quad F_M = 0{,}383 * 1150 \approx 300H$

Из первого этапа компоновки

$l_1 = 55мм \quad l_2 = 49мм \quad l_3 = 114мм \quad l_4 = 49мм$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$\sum M_A = 0$

$$F_{t1} \cdot l_4 + F_{t1} \cdot (l_4 + l_3) - R_{BY} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) + F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t1} \cdot (l_3 + l_4) + F_{t1} \cdot l_4 + F_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4)}{l_4 + l_2 + l_3}$$

$$R_{BY} = \frac{363 \cdot (114 + 49) + 363 \cdot 49 - 300 \cdot (55 + 49 + 114 + 49)}{49 + 49 + 114} = 741H$$

$\sum M_B = 0$

$$F_M \cdot l_1 - F_{t1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot l_2 + R_{AY} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_M \cdot l_1 + F_{t1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{t1} \cdot l_2}{l_4 + l_2 + l_3}$$

$$R_{AY} = \frac{-300 \cdot 55 + 363 \cdot (49 + 114) + 363 \cdot 49}{49 + 49 + 49} = 285H$$

Проверка:

$\sum F_i = 0$

$$R_{AY} - F_{r1} - F_{r1} + R_{BY} + F_M = 0$$

$$285 - 363 - 363 + 741 - 300 = 0$$

Плоскость XOZ:

$\sum M_A = 0$

$$-R_{BX} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot (l_4 + l_3) - F_{r1} \cdot l_4 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r1} \cdot (l_4 + l_3) - F_{r1} \cdot l_4}{l_4 + l_2 + l_3}$$

$$R_{BX} = \frac{134 \cdot (49 + 114) - 134 \cdot 49}{49 + 49 + 114} = 134H$$

$\sum M_B = 0$

$$R_{AX} \cdot (l_4 + l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot \frac{d_{a1}}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_{a1}}{2} = 0$$

$$R_{AX} = \frac{F_{r1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{r1} \cdot l_2}{l_4 + l_2 + l_3}$$

$$R_{AX} = \frac{134 \cdot (49 + 114) + 134 \cdot 49}{49 + 49 + 114} = 134H$$

Проверка:

$\sum F_i = 0$

$$R_{AX} - F_{r1} - F_{r1} + R_{BY} = 0$$

$$-134 + 134 + 134 - 134 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры

Плоскость YOZ:

$M_A = 0;$

$M_K = 0$

$M_O = R_{AY} \cdot l_4;$

$M_O = 285 \cdot 0,049 = 14Нм;$

$$M_C = R_{AY} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1} \cdot l_2;$$

$$M_C = 285 \cdot (0,049 + 0,114) - 363 \cdot 0,049 = 28,6\ Нм;$$

$$M_B = F_M \cdot l_4$$

$$M_B = 300 \cdot 0,055 = 16,5 Нм$$

Плоскость XOZ:

$$M_A = 0;$$

$$M_B = 0$$

$$M_K = 0$$

$$M_O^л = -R_{AX} \cdot l_4$$

$$M_O^л = -134 \cdot 0,049 = -6,6 Нм$$

$$M_O^п = -R_{AX} \cdot l_1 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$M_O^п = -134 \cdot 0,049 + 359 \cdot \frac{0,057}{2} = -6,6 + 10,2 = 3,6 Нм$$

$$M_C^п = -R_{BX} \cdot l_3$$

$$M_C^п = -134 \cdot 0,049 = -6,6\ Нм$$

$$M_C^л = -R_{BX} \cdot l_3 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = -134 \cdot 0,049 + 359 \cdot \frac{0,057}{2} = -6,6 + 10,2 = 3,6 Нм$$

$$M_N = -R_{AX} \cdot (\ell_4 + \frac{\ell_3}{2}) + F_{r1} \cdot \frac{\ell_3}{2} + F_a \cdot \frac{d}{2}$$

$$M_N = -134 \cdot (49 + \frac{114}{2}) + 134 \cdot \frac{114}{2} - 359 \cdot \frac{57}{2} = -14,2 + 7,6 + 10,2 = 3,6 Нм$$

Определяют суммарный изгибающий момент и строят эпюру

$$M_и = \sqrt{M_X^{\ 2} + M_y^{\ 2}}$$

$$M_и^A = 0$$

$$M_и^K = 0$$

$$M_и^{O}л = \sqrt{14^2 + 6,6^2} = 15\ Нм$$

$$M_и^{O}п = \sqrt{14^2 + 3,2^2} = 14,4 Нм$$

$$M_и^{C}л = \sqrt{28,6^2 + 6,6^2} = 29,3\ Нм$$

$$M_и^{C}п = \sqrt{28,6^2 + 3,2^2} = 28,7\ Нм$$

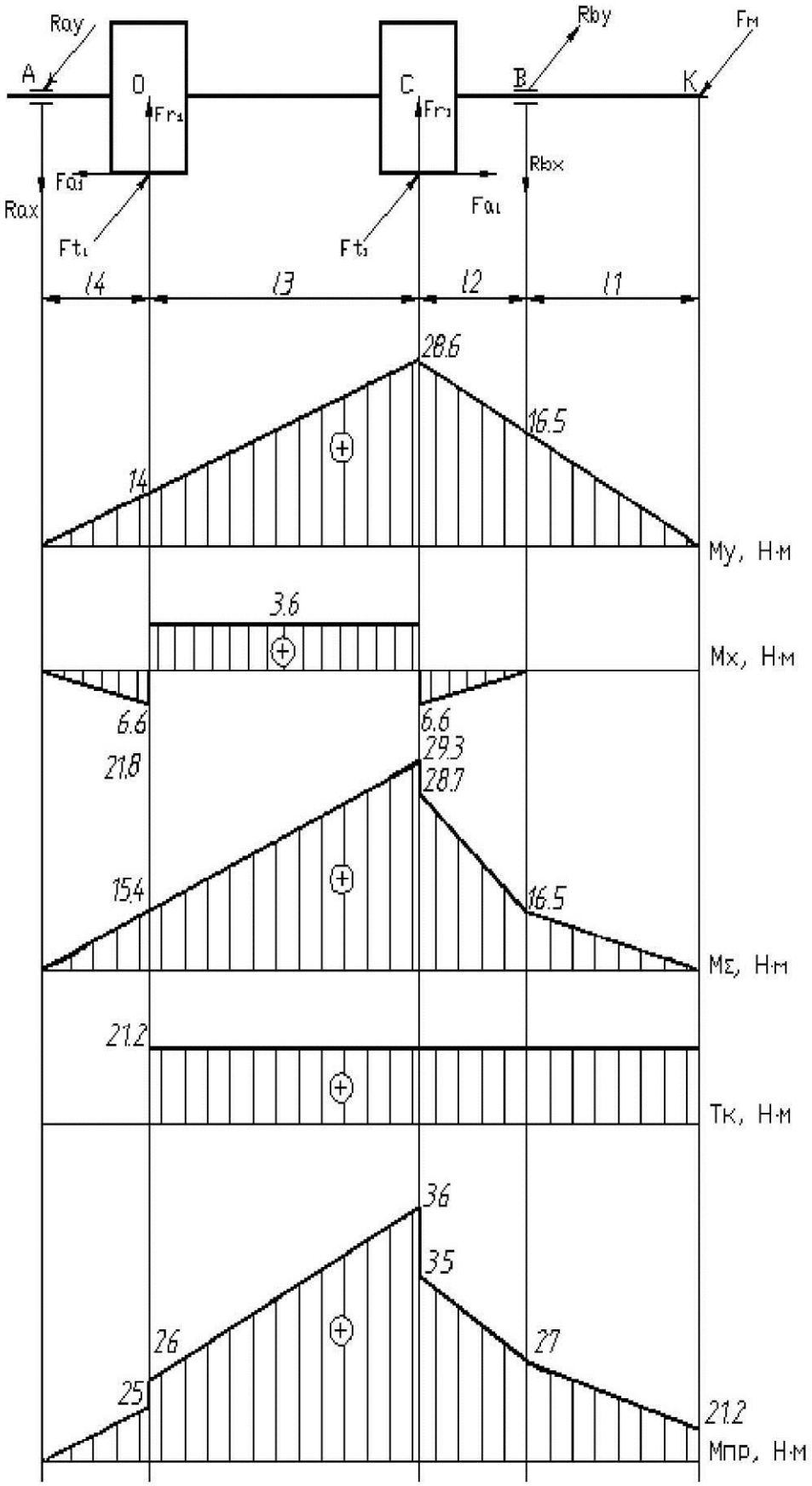


Рис. 1.1 Эпюры моментов быстроходного вала

Определяют крутящий момент и строят эпюру

$M_K = T_1 = 21{,}2\ Нм$

Определяют приведенные моменты и строят эпюру

$M_{пр} = \sqrt{(M_и)^2 + 0{,}75 \cdot (T)^2}$ Н · м.

$M_{пр}^A = 0$

$M_{пр}^K = 0$

$M_{пр}^O л = \sqrt{15{,}4^2 + 0{,}75 \cdot 21{,}2^2} = 26{,}2\ Нм$

$M_{пр}^O п = \sqrt{14{,}4^2 + 0{,}75 \cdot 21{,}2^2} = 25{,}6\ Нм$

$M_{пр}^C л = \sqrt{29{,}3^2 + 0{,}75 \cdot 21{,}2^2} = 36{,}2\ Нм$

$M_{пр}^C п = \sqrt{28^2 + 0{,}75 \cdot 21{,}2^2} = 35{,}1\ Нм$

$M_{пр}^B = \sqrt{16{,}5^2 + 0{,}75 \cdot 21{,}2^2} = 26{,}9 Нм$

Определяют диаметр вала в опасном сечении

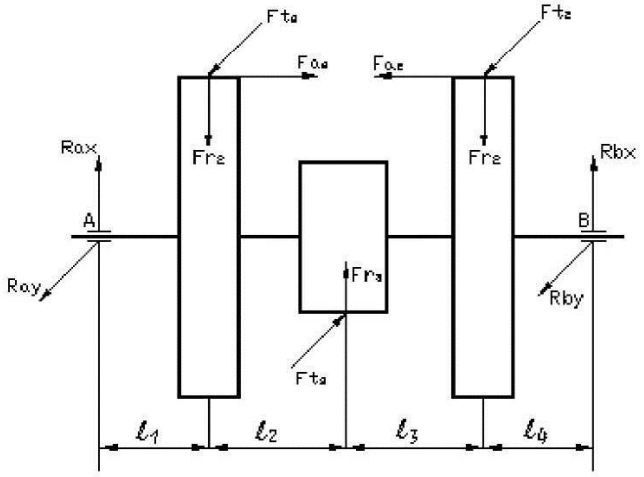
$d_2 \geq \sqrt[3]{\dfrac{M_{пр}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1}]}}$

$[\sigma_{-1}] = 60 \ldots 80\ МПа$

$d_2 \geq \sqrt[3]{\dfrac{24{,}68}{0{,}1 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0{,}016 м = 16 мм$

Поскольку $d_П > d_1;$ $(вал - шестерня)$ $30 > 16\ мм$, то условие прочности выполняется.

Промежуточный вал



Из ранее полученных расчетов

$F_{t2} = 363 Н$

$F_{a2} = 359\ H$

$F_{r2} = 134H$

$F_{t3} = 1424\ H$

$F_{r3} = 518\ H$

$d_2 = 223мм$

$d_3 = 110\ мм$

Из первого этапа компоновки

$l_1 = l_4 = 49\ мм$

$l_2 = l_3 = 56\ мм$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{t2} \cdot l_1 + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - R_{BY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{t2} \cdot l_1 + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}$$

$$R_{BY} = \frac{-363 \cdot 49 + 1424 \cdot (49 + 56) - 363 \cdot (49 + 56 + 56)}{49 + 56 + 56 + 49} = 349H$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{t2} \cdot l_4 - F_{t3} \cdot (l_3 + l_4) + F_{t2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + R_{AY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{t2} \cdot l_4 + F_{t3} \cdot (l_3 + l_4) - F_{t2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}$$

$$R_{AY} = \frac{-363 \cdot 49 + 1424 \cdot (49 + 56) - 363 \cdot (56 + 56 + 49)}{49 + 56 + 56 + 49} = 349H$$

Проверка:

$$\sum F_i = 0$$

$$R_{AX} + F_{t2} - F_{t1} + F_{t2} + R_{BX} = 0$$

$$349 + 363 - 1424 + 363 + 349 = 0$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) - F_{r2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{r3} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r2} \cdot l_1 + F_{a1} \cdot d_2 / 2 - F_{a1} \cdot d_2 / 2 = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_{r2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{r3} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r2} \cdot l_1}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}$$

$$R_{BX} = \frac{134 \cdot (56 + 56 + 49) - 518 \cdot (56 + 49) + 134 \cdot 49}{49 + 56 + 56 + 49} = 125H$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{AX} \cdot (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) + F_{r2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - F_{r3} \cdot (l_3 + l_4) + F_{r2} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot d_2 / 2 + F_{a1} \cdot d_2 / 2 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r2} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) + F_{r3} \cdot (l_3 + l_4) - F_{r2} \cdot l_4}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4}$$

$$R_{AX} = \frac{134 \cdot (56 + 56 + 49) - 518 \cdot (56 + 49) + 134 \cdot 49}{49 + 56 + 56 + 49} = 125H$$

Проверка:

$$\sum F_i = 0$$

$$R_{AX} - F_{r2} + F_{r3} - F_{r2} + R_{BX} = 0$$

$$-125 - 134 + 518 - 134 - 125 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры

Плоскость YOZ:

$M_A = 0;$

$M_B = 0;$

$M_C = R_{AY} \cdot l_1$

$M_C = 349 \cdot 0{,}049 = 17{,}1\ Нм$

$M_Д = R_{AY} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r2} \cdot l_2$

$M_{XH} = 349 \cdot (0{,}049 + 0{,}056) + 134 \cdot 0{,}056 = 44{,}15\ Нм$

$M_E = R_{BY} \cdot l_4$

$M_E = 349 \cdot 0{,}049 = 17{,}1\ Нм$

Плоскость XOZ:

$M_A = 0;$

$M_B = 0;$

$$M_C^л = -R_{AX} \cdot l_1$$

$$M_C^л = -125 \cdot 0{,}049 = -6{,}13 Нм$$

$$M_C^п = -R_{AX} \cdot l_1 + F_{a2} \cdot d_2 / 2$$

$$M_C^п = -125 \cdot 0{,}049 + 359 \cdot 0{,}223/2 = 33{,}9\ Нм$$

$$M_Д = -R_{AX} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a2} \cdot d_2 / 2 - F_{r2} \cdot l_2$$

$$M_Д = -125 \cdot (0{,}049 + 0{,}056) + 359 \cdot 0{,}223/2 - 134 \cdot 0{,}056 = 19{,}4 Нм$$

$$M_E^п = R_{BX} \cdot l_4$$

$$M_E^п = -6{,}13 Нм$$

$$M_E^л = R_{BX} \cdot l_4 + F_{a2} \cdot d_2 / 2$$

$$M_E^л = 33{,}9\ Нм$$

Определяют суммарный изгибающий момент и строят эпюру

$$M_и = \sqrt{M_X{}^2 + M_Y{}^2}$$

$$M_и^A = 0$$

$$M_и^B = 0$$

$$M_и^C л = \sqrt{17{,}1^2 + 6{,}13^2} = 18{,}2\ Нм$$

$$M_и^C п = \sqrt{17{,}1^2 + 33{,}9^2} = 37{,}97 Нм$$

$$M_и^Д = \sqrt{44{,}15^2 + 19{,}4^2} = 48 Нм$$

$$M_и^E л = \sqrt{17{,}1^2 + 33{,}9^2} = 37{,}97\ Нм$$

$$M_и^K п = \sqrt{17{,}1^2 + 6{,}13^2} = 18{,}2\ Нм$$

Определяют крутящий момент

$$M_K = T_2' = 81 Нм$$

Определяют приведенные моменты и строят эпюру

$$M_{пр} = \sqrt{(M_и)^2 + 0{,}75 \cdot (T')^2}\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{пр}^A = 0$$

$$M_{пр}^B = 0$$

$$M_{пр}^C л = \sqrt{18{,}2^2 + 0{,}75 \cdot 81^2} = 72{,}5\ Нм$$

$$M_{пр}^C п = \sqrt{37{,}97^2 + 0{,}75 \cdot 81^2} = 79{,}8\ Нм$$

$$M_{пр}^Д = \sqrt{48^2 + 0{,}75 \cdot 81^2} = 85\ Нм$$

$$M_{пр}^K л = M_{пр}^C п = 79{,}8\ Нм$$

$$M_{пр}^E п = M_{пр}^C л = 72{,}5\ Нм$$

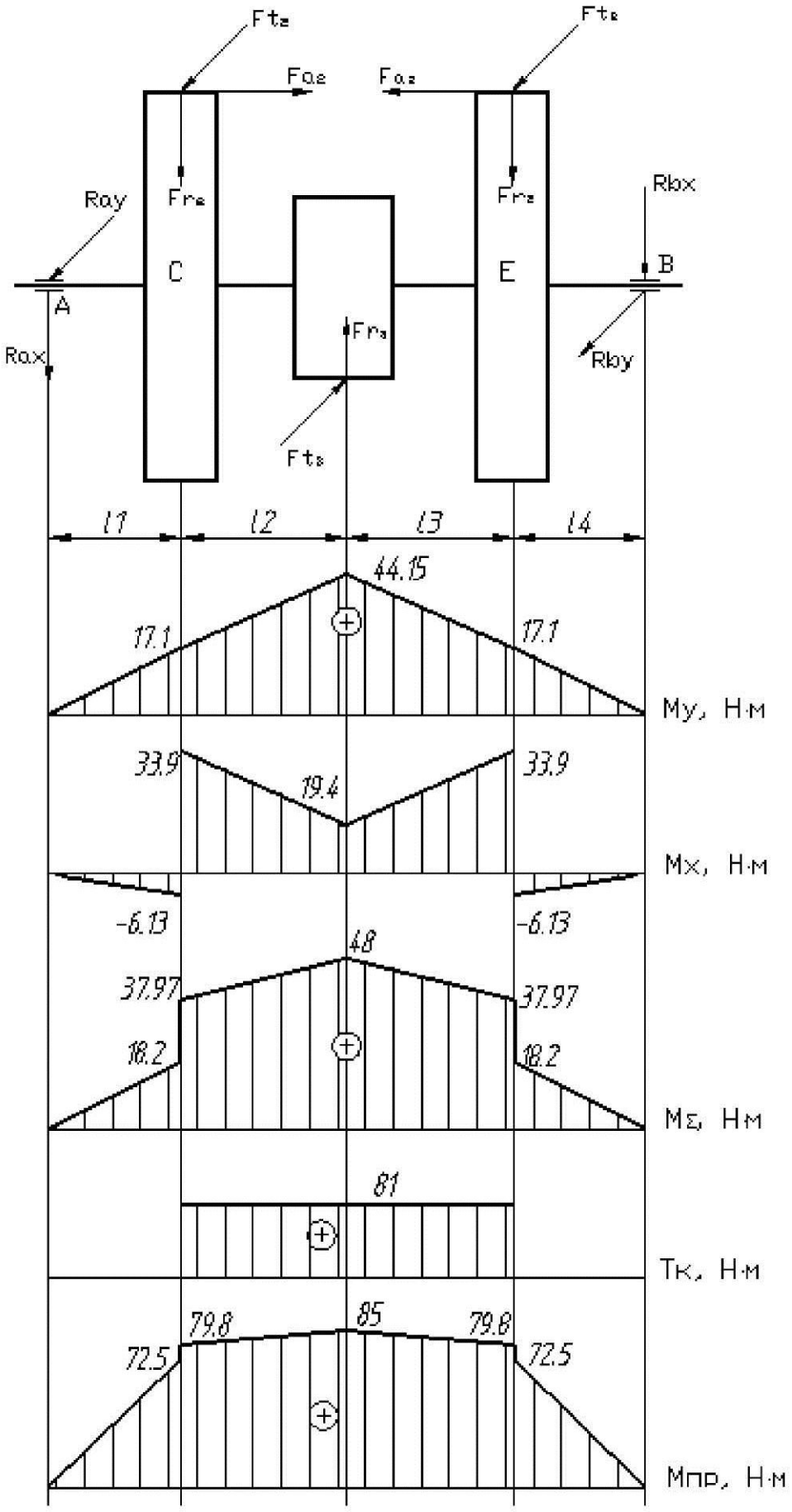


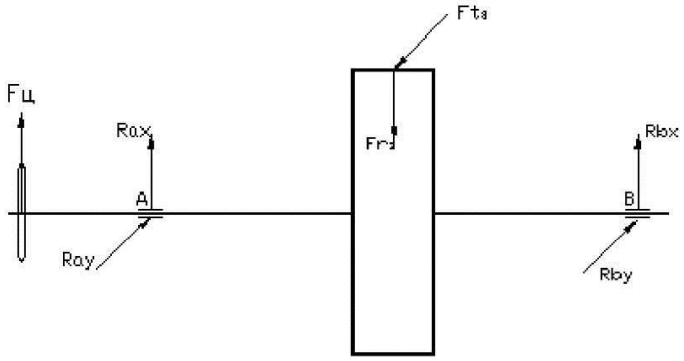
Рис 1.2 Эпюры моментов промежуточного вала

Определяют диаметр вала и опасном сечении по теории прочности
Диаметр вала в месте посадки косозубого колеса

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{85}{0{,}1 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0{,}024м = 24\ мм$$

Поскольку $d_2 \leq d_{к2}$; $24 \leq 40\ мм$ (диаметр вала под колесом), то условие прочности выполняется.

Тихоходный вал



Из ранее полученных расчетов

$F_{t3} = 1424H$

$F_{r3} = 518H$

$F_{ц} = 2830H$

$d_4 = 250мм$

Из первого этапа компоновки

$l_1 = 68мм$

$l_2 = 142мм$

$l_3 = 142мм$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$\sum M_A = 0$

$R_{BY} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t3} \cdot l_2 = 0$

$$R_{BY} = \frac{F_{t3} \cdot l_3}{l_2 + l_3}$$

$$R_{BY} = \frac{1424 \cdot 142}{142 + 142} = 712H$$

$\sum M_B = 0$

$F_{t3} \cdot l_3 - R_{AY} \cdot (l_2 + l_3) = 0$

$$R_{AY} = \frac{F_{t3} \cdot l_3}{l_2 + l_3}$$

$$R_{AY} = \frac{1424 \cdot 142}{142 + 142} = 712H$$

Проверка:

$$\sum F_i = 0$$

$$F_{r3} - R_{AY} - R_{BX} = 0$$

$$1424 - 712 - 712 = 0$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{BX} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r3} \cdot l_2 - F_u \cdot l_1 = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_u \cdot l_2 + F_{r3} \cdot l_2}{l_2 + l_3}$$

$$R_{BX} = \frac{2830 \cdot 142 + 518 \cdot 68}{142 + 142} = 1674H$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_u \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{AY} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r2} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r3} \cdot l_3 + F_u (l_1 + l_2 + l_3)}{l_2 + l_3}$$

$$R_{AX} = \frac{-518 \cdot 142 + 2830(68 + 142 + 142)}{142 + 142} = 3986H$$

Проверка:

$$\sum F_i = 0$$

$$-R_{AX} - F_{r3} + R_{BX} + F_u = 0$$

$$-3986 - 518 + 1674 + 2830 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры

Плоскость YOZ:

$$M_A = 0$$

$$M_B = 0$$

$$M_C = 0$$

$$M_Д = -R_{AY} \cdot l_2$$

$$M_Д = -712 \cdot 0{,}142 = -101\ Нм$$

Плоскость XOZ:

$$M_B = 0$$

$$M_C = 0$$

$$M_A = F_u \cdot l_1$$

$$M_A = 2830 \cdot 0{,}068 = 192{,}5\ Нм$$

$$M_Д = F_u \cdot (\ l_1 + l_2\ ) + R_{AX} \cdot l_2$$

$$M_Д = 2830 \cdot (0.068 + 0.142) - 3986 \cdot 0.142 = 28{,}3 Нм$$

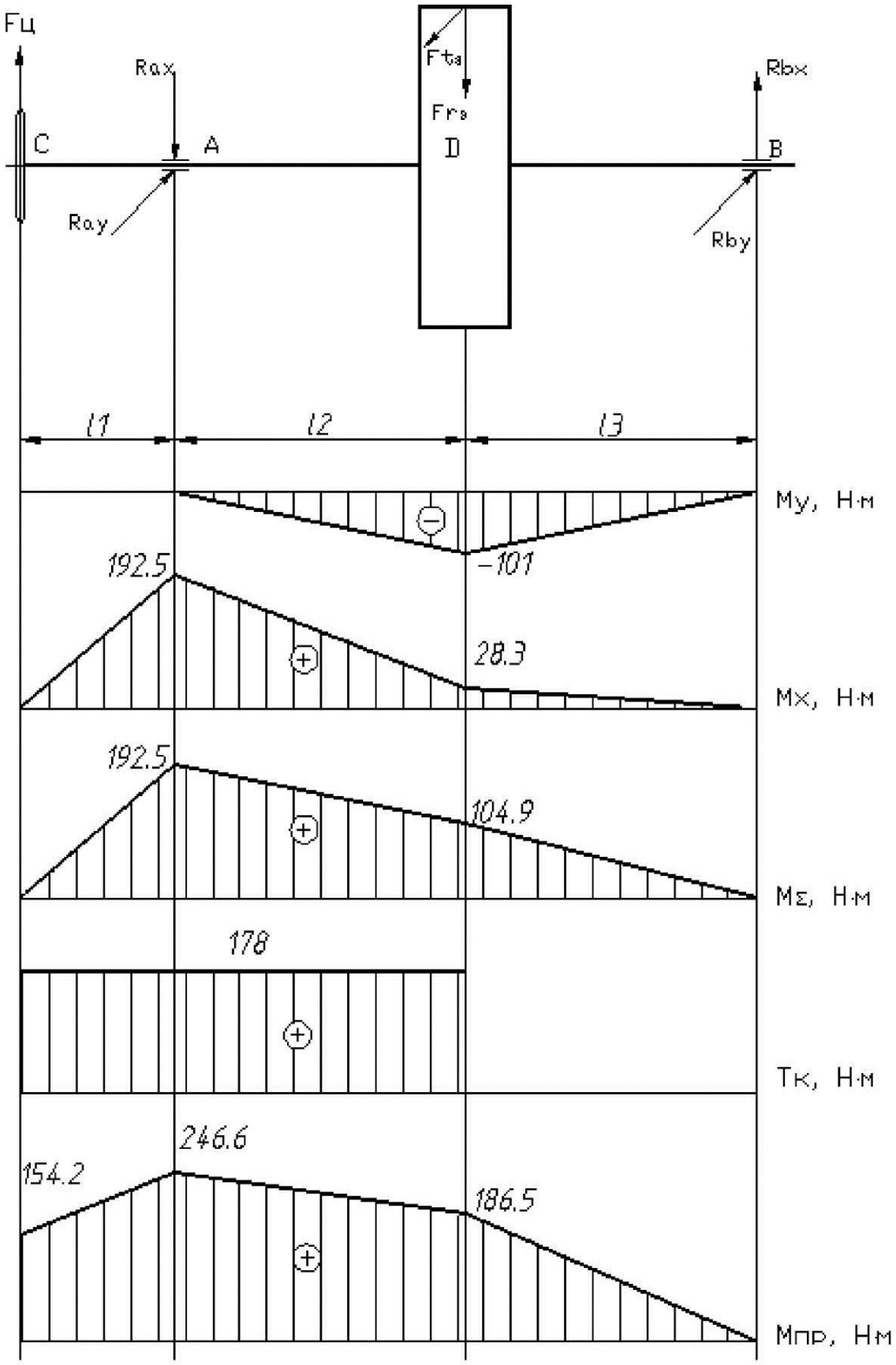


Рис 1.3 Эпюры моментов тихоходного вала

Определяют суммарный изгибающий момент и строят эпюру

$$M_и = \sqrt{M_X{}^2 + M_У{}^2}$$

$$M_и^B = 0$$

$$M_и^C = 0$$

$$M_и^A = \sqrt{192,5^2} = 192,5 Нм$$

$$M_и^Д = \sqrt{101^2 + 28,3^2} = 104,9 Нм$$

Определяют крутящий момент

$$M_K = T_з = 178 Нм$$

Определяют приведенные моменты и строят эпюру

$$M_{пр} = \sqrt{(M_и)^2 + 0,75 \cdot (T)^2} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{пр}^B = 0$$

$$M_{пр}^A = \sqrt{192,5^2 + 0,75 \cdot 178^2} = 246,6 Нм$$

$$M_{пр}^C = \sqrt{0,75 \cdot 178^2} = 154,2 Нм$$

$$M_{пр}^Д = \sqrt{104,9^2 + 0,75 \cdot 178^2} = 186,5 Нм$$

Определяют диаметр вала и опасном сечении по четвертой теории прочности

Диаметр вала в месте посадки колеса

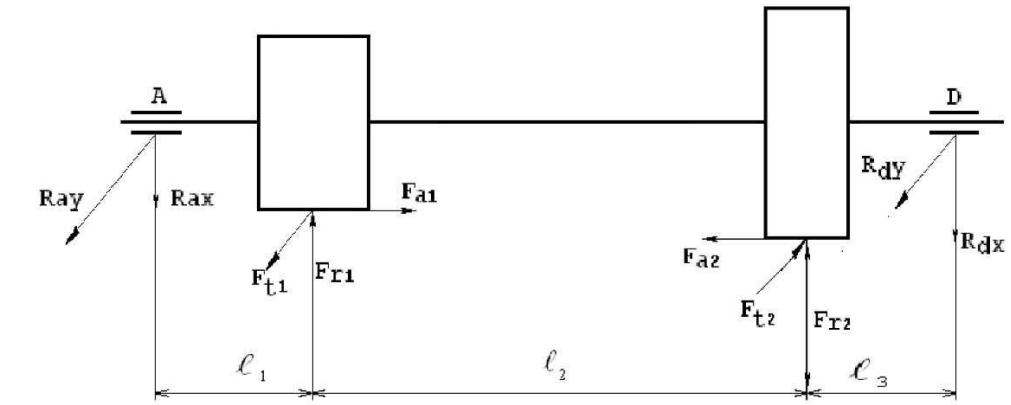
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{186,5}{0,1 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,032 м = 32 мм$$

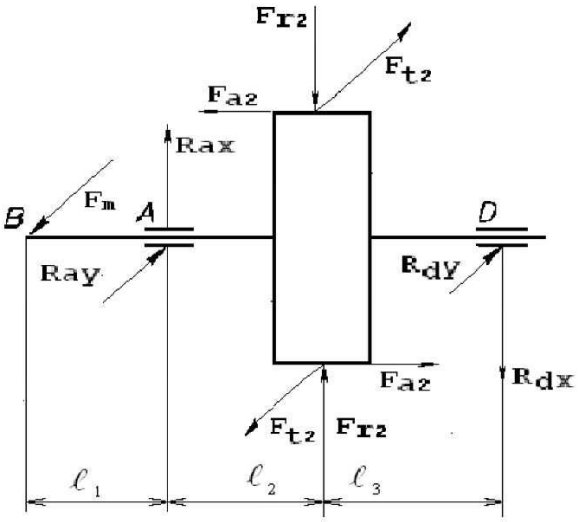
Поскольку $d \leq d_{к2}$; $32 \leq 40$ *мм* , то условие прочности выполняется.

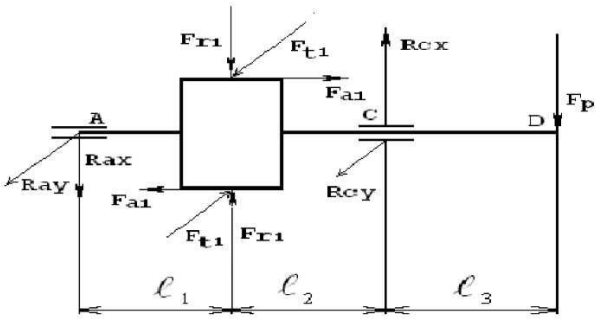
1.4.2. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор

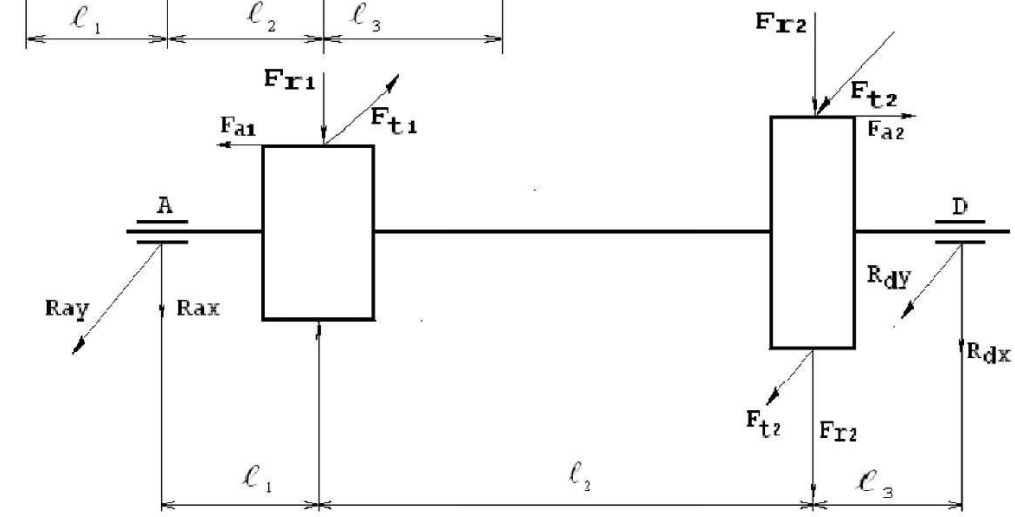
Схема 03

Схема нагружения валов

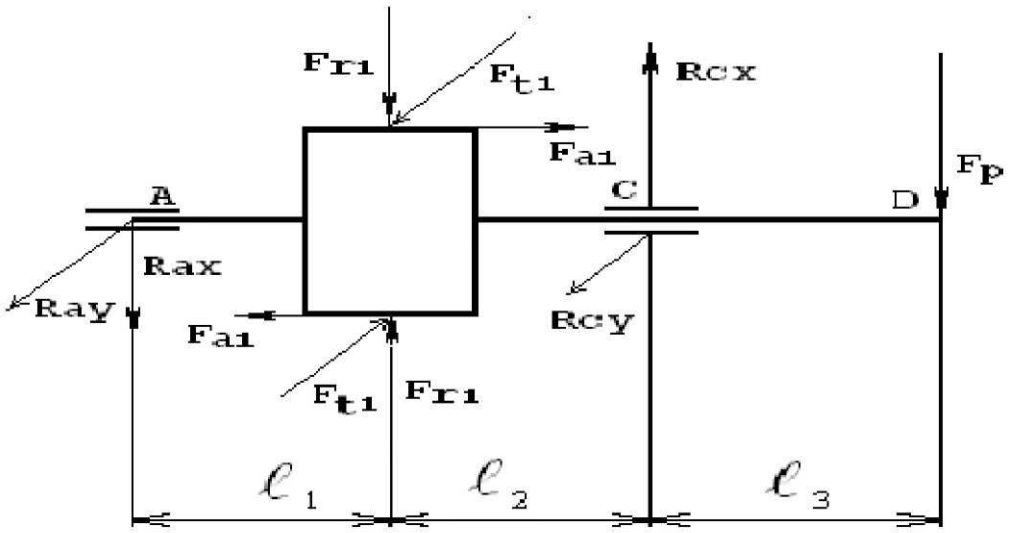








Быстроходный вал.



Из ранее полученных расчетов:

окружная сила $F_t = 966$ Н;

радиальная сила $F_r = 358.8$ Н;

осевая сила $F_a = 202.9$ Н;

$T_1 = 80,99 Нм$

давление ременной передачи на вал $F_{рем} = 1002.1$ Н.

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 65$ мм;

$l_2 = 65$ мм;

$l_3 = 64$ мм.

Определение реакций опор:

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t_1} \cdot l_1 - F_{t_1} \cdot l_1 + R_{CY} \cdot (l_1 + l_2) = 0;$$

$$966 \cdot 65 - 966 \cdot 65 - R_{CY} \cdot (65 + 65) = 0;$$

$$R_{CY} = \frac{966 \cdot 655 - 966 \cdot 65}{(65 + 65)} = 0;$$

$$\sum M_C = 0;$$

$$F_{t_1} \cdot l_2 - F_{t_1} \cdot l_2 + R_{AY} \cdot (l_2 + l_1) = 0;$$

$$966 \cdot 65 - 966 \cdot 65 - R_{AY} \cdot (65 + 65) = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{966 \cdot 65 - 966 \cdot 65}{(65 + 65)} = 0;$$

Проверка:

$$\sum F_{iY} = 0;$$

$$F_{t_1} - F_{t_1} + R_{AY} + R_{CY} = 0;$$

$$966 - 966 + 0 + 0 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Плоскость XOZ:

$\sum M_A = 0;$

$F_{r_1} \cdot l_3 - F_{r_1} \cdot l_3 + R_{CX} \cdot (l_2 + l_3) - F_p \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$

$R_{CX} \cdot (65 + 65) - 1002{,}1 \cdot (64 + 65 + 65) - 202{,}9 \cdot \frac{77}{2} - 202{,}9 \cdot \frac{77}{2} = 0;$

$R_{CX} = \frac{1002{,}1 \cdot (64 + 65 + 65) + 202{,}9 \cdot 77}{(65 + 65)} = 1616H;;$

$\sum M_{CX} = 0;$

$F_{r_1} \cdot l_2 - F_{r_1} \cdot l_2 + R_{AX} \cdot (l_2 + l_3) - F_p \cdot l_1 - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$

$R_{AX} \cdot (65 + 65) - 1002{,}1 \cdot 64 - 202{,}9 \cdot \frac{77}{2} - 202{,}9 \cdot \frac{77}{2} = 0;$

$R_{AX} = \frac{1002{,}1 \cdot 64 + 202{,}9 \cdot 77}{(65 + 65)} = 613{,}9H;$

Проверка:

$\sum F_{iX} = 0;$

$F_{r_1} - F_{r_1} - R_{AX} + R_{BX} - F_p = 0;$

$358{,}8 - 358{,}8 - 613{,}9 + 1616 - 1002{,}1 = 0;$

$0 = 0.$

Изгибающие моменты:

Плоскость YOZ:

$M_A = 0;$

$M_B^{I} = R_{AY} \cdot l_3 = 0 \cdot 60 = 0;$

$M_B^{II} = R_{CY} \cdot l_2 = 0 \cdot 60 = 0;$

$M_C = 0;$

$M_D = 0.$

Плоскость XOZ:

$M_A = 0;$

$M_B^{I} = -R_{AX} \cdot l_3 = -613.9 \cdot 0,065 = -39.8 \text{ Нм};$

$M_B^{II} = -R_{AX} \cdot l_3 + F_{a_1} \cdot d_1 = -613.9 \cdot 0,065 + 202.9 \cdot 0,077 = -24.3 \text{ Нм};$

$M_C = -F_p \cdot l_1 = -1002.1 \cdot 0,064 = -64.1 \text{ Нм};$

$M_D = 0.$

По найденным значениям строят эпюры изгибающих моментов.

Суммарные изгибающие моменты:

$M_{\sum A} = 0;$

$M_{\sum B^I} = \sqrt{\left(M_B^{верт}\right)^2 + \left(M_{B^I}^{гор}\right)^2};$

$M_{\sum B^I} = \sqrt{0^2 + (-39.8)^2} = 39.8 \text{ Нм};$

$M_{\sum B^{II}} = \sqrt{\left(M_B^{верт}\right)^2 + \left(M_{B^{II}}^{гор}\right)^2};$

$M_{\Sigma B^{\Pi}} = \sqrt{0^2 + (-24.3)^2} = 24.3$ Нм;

$M_{\Sigma C} = \sqrt{\left(M_C^{верт}\right)^2 + \left(M_C^{гор}\right)^2}$;

$M_{\Sigma C} = \sqrt{0^2 + (-64.1)^2} = 64.1$Нм;

$M_{\Sigma D} = 0$.

По найденным значениям строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Построение эпюры крутящего момента:

Крутящий момент на быстроходном валу:

$T_{кр} = 80.99$ Нм.

Определяют приведенные моменты:

$M_{прив} = \sqrt{\left(M_{\Sigma}\right)^2 + \left(T_{кр}\right)^2}$;

$M_{прив}^{A} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$;

$M_{прив}^{B^{Л}} = \sqrt{(39.8)^2 + (80.99)^2} = 90.2$ Нм;

$M_{прив}^{B^{П}} = \sqrt{(24.3)^2 + (80.99)^2} = 84.6$ Нм;

$M_{прив}^{C} = \sqrt{(64.1)^2 + (80.99)^2} = 103.3$ Нм;

$M_{прив}^{D} = \sqrt{0^2 + (80.99)^2} = 80.99$ Нм.

По полученным значениям строят эпюру приведенных моментов.

Определение диаметра вала в предположительно опасном сечении:

$$\sigma_{экв} = \frac{M_{прив}}{W_X} \le [\sigma_{-1}];$$

$W_X \approx 0{,}1 \cdot d^3$;

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_{прив}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1}]}},$$

где $[\sigma_{-1}] = 70...90$ МПа;

$M_{прив}$ – приведенный момент, Нм.

Наиболее опасное сечение – под подшипником C.

$$d_C \ge \sqrt[3]{\frac{103.3 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 80}} = 23{,}5 \text{ мм}.$$

Из предварительного расчета валов диаметр вала под подшипником $d_п = 35$ мм, условие прочности выполняется.

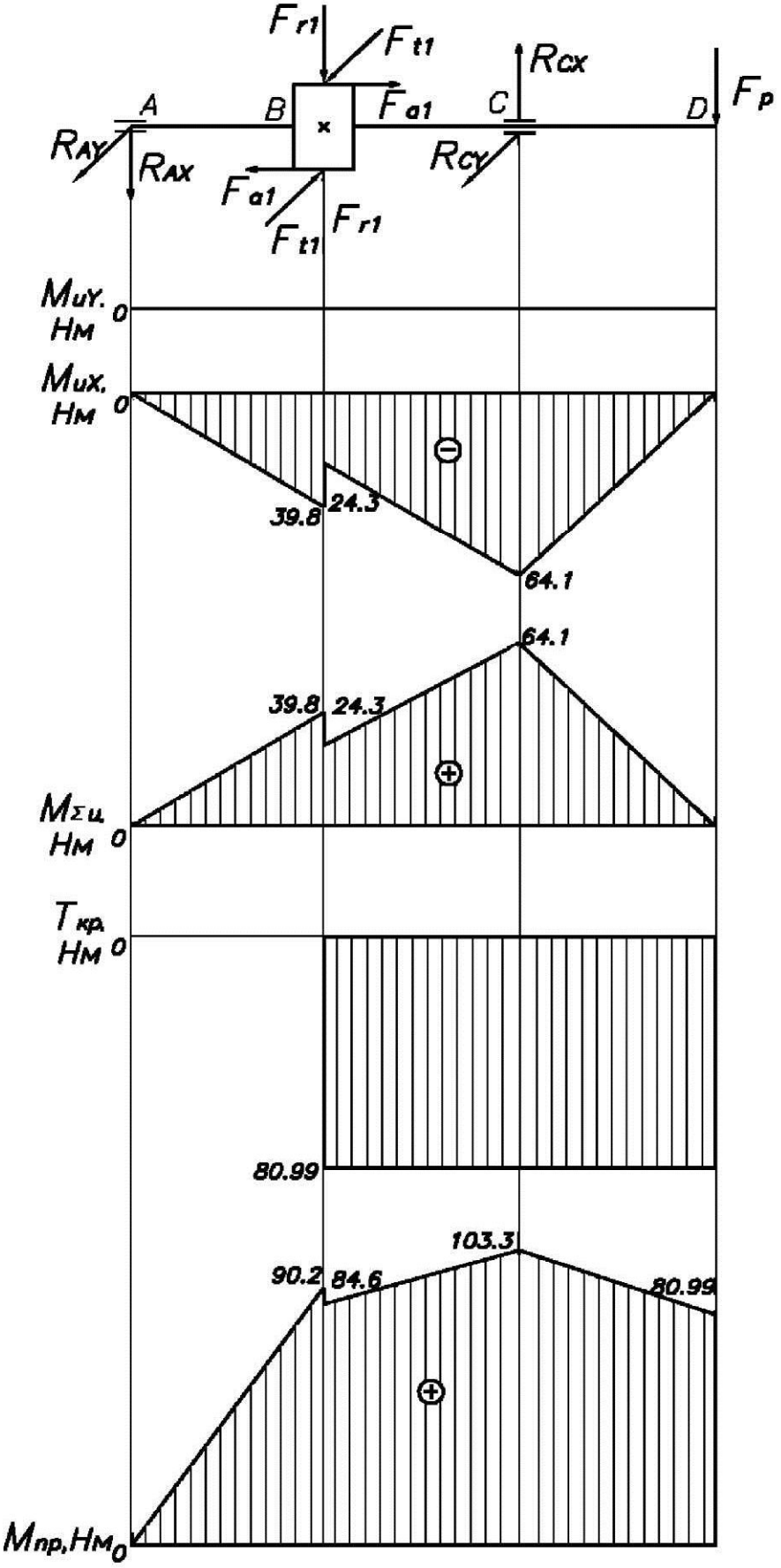
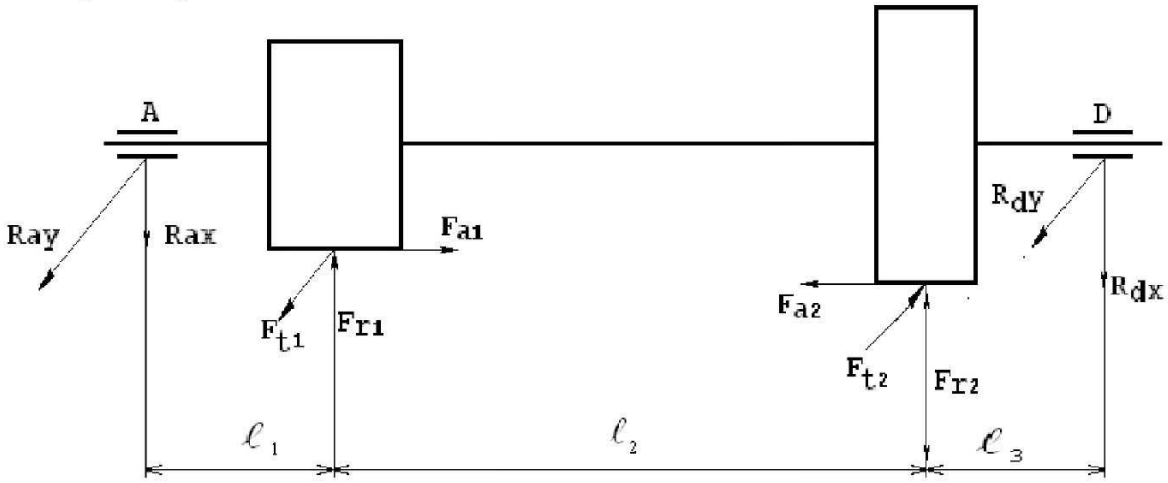


Рис 1.4 Эпюры моментов быстроходного вала

Промежуточный вал.



Из ранее полученных расчетов:

на шестерне:

окружная сила $F_{t_1} = 5530$ Н;

радиальная сила $F_{r_1} = 2033{,}3$ Н;

осевая сила $F_{a_1} = 358{,}5$ Н;

на колесе:

окружная сила $F_{t_2} = 966$ Н;

радиальная сила $F_{r_2} = 358{,}5$ Н;

осевая сила $F_{a_2} = 202{,}9$ Н.

$T_2 = 137 Нм$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 65$ мм;

$l_2 = 154$ мм;

$l_3 = 65$ мм.

Определение реакций опор:

Плоскость YOZ:

$\sum M_A = 0$;

$F_{t_1} \cdot l_3 + F_{t_2} \cdot (l_2 + l_1) - R_{DY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$;

$5530 \cdot 0{,}065 + 966 \cdot (65 + 154) - R_{DY} \cdot (65 + 154 + 65) = 0$;

$$R_{DY} = \frac{5530 \cdot 65 + 966 \cdot (65 + 154)}{(65 + 154 + 65)} = 2010{,}6 H ;$$

$\sum M_D = 0$;

$$-F_{t_2}\cdot l_1 - F_{t_1}\cdot(l_2+l_3)+R_{AY}\cdot(l_1+l_2+l_3)=0;$$

$$-966\cdot 65-5530\cdot(65+154)+R_{AY}\cdot(65+154+65)=0;$$

$$R_{AY}=\frac{966\cdot 65+5530\cdot(65+154)}{(65+154+65)}=4485,4H;$$

Проверка:

$$\sum F_{iY}=0;$$

$$-F_{t_1}-F_{t_2}+R_{AY}+R_{DY}=0;$$

$$-5530-966+4485{,}4+2010{,}6=0;$$

$$0=0.$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A=0;F_{r_1}\cdot l_1+F_{r_2}\cdot(l_2+l_1)-R_{DX}\cdot(l_1+l_2+l_3)+F_{a_1}\cdot\frac{d_1}{2}-F_{a_2}\cdot\frac{d_2}{2}=0;$$

$$2033.3\cdot 65+358.8\cdot(154+65)-R_{DX}\cdot(65+154+65)+358.5\cdot\frac{91}{2}-202.9\cdot\frac{284}{2};$$

$$R_{DX}=\frac{2033.3\cdot 65+358.8\cdot(154+65)+358.5\cdot\frac{91}{2}-202.9\cdot\frac{284}{2}}{(65+154+65)}=786{,}1H;$$

$$\sum M_D=0;$$

$$R_{AX}\cdot(l_1+l_2+l_3)-F_{r_1}\cdot(l_3+l_2)-F_{r_2}\cdot l_1+F_{a_1}\cdot\frac{d_1}{2}-F_{a_2}\cdot\frac{d_2}{2}=0;$$

$$R_{AX}\cdot(65+154+65)-2033.3\cdot(154+65)-358.8\cdot 65+358.5\cdot\frac{91}{2}-202.9\cdot\frac{284}{2};$$

$$R_{AX}=\frac{2033.3\cdot(154+65)+358.8\cdot 65-358.5\cdot\frac{77}{2}+202.9\cdot\frac{284}{2}}{(65+154+65)}=1606H;$$

Проверка:

$$\sum F_{iX}=0;$$

$$F_{r_1}+F_{r_2}-R_{AX}-R_{DX}=0;$$

$$2033.3+358.8-1606-786.1=0;$$

$$0=0.$$

Изгибающие моменты:

Плоскость YOZ:

$$M_A=0;$$

$$M_B=-R_{AY}\cdot l_{1n}=-4485.4\cdot 0{,}065=-291.6\,\text{Нм};$$

$$M_C=-R_{DY}\cdot l_{1n}=-2010.6\cdot 0{,}065=-130.7\ \text{Нм};$$

$$M_D=0.$$

Плоскость XOZ:

$$M_A=0;$$

$M_B^Л = -R_{AX} \cdot l_{3n} = -1606 \cdot 0{,}065 = -104.4$ Нм;

$M_B^П = -R_{AX} \cdot l_{3n} - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} = -1606 \cdot 0{,}065 - 358.5 \cdot \frac{0{,}091}{2} = -120.7$ Нм;

$M_C^Л = -R_{DX} \cdot l_{1n} - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} = -786.1 \cdot 0{,}065 - 202.9 \cdot \frac{0{,}284}{2} = -80$ Нм;

$M_C^П = -R_{BX} \cdot l_{3n} = -786.1 \cdot 0{,}065 = -51.1$ Нм;

$M_D = 0$.

По найденным значениям строят эпюры изгибающих моментов.

Суммарные изгибающие моменты:

$M_{\Sigma A} = 0$;

$M_{\Sigma B^Л} = \sqrt{\left(M_B^{верт}\right)^2 + \left(M_{B^Л}^{гор}\right)^2}$;

$M_{\Sigma B^Л} = \sqrt{(-291.6)^2 + (-104.4)^2} = 309.7$ Нм;

$M_{\Sigma B^П} = \sqrt{\left(M_B^{верт}\right)^2 + \left(M_{B^П}^{гор}\right)^2}$;

$M_{\Sigma B^П} = \sqrt{(-291.6)^2 + (-120.7)^2} = 316$ Нм;

$M_{\Sigma C^Л} = \sqrt{\left(M_C^{верт}\right)^2 + \left(M_{C^Л}^{гор}\right)^2}$;

$M_{\Sigma C^Л} = \sqrt{(-130.7)^2 + (-80)^2} = 302.3$ Нм;

$M_{\Sigma C^П} = \sqrt{\left(M_C^{верт}\right)^2 + \left(M_{C^П}^{гор}\right)^2}$;

$M_{\Sigma C^П} = \sqrt{(-130{,}7)^2 + (-51.1)^2} = 140.3$ Нм;

$M_{\Sigma D} = 0$.

По найденным значениям строят эпюру суммарных изгибающих моментов.

Построение эпюры крутящего момента:

Крутящий момент на промежуточном валу:

$T_{K2} = T_2 = 137 Нм$

Определяют приведенные моменты:

$M_{прив} = \sqrt{\left(M_{\Sigma}\right)^2 + \left(T_{тр}\right)^2}$;

$M_{прив}^{A} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$;

$M_{прив}^{B^Л} = \sqrt{(309.7)^2 + (137)^2} = 338.6$ Нм;

$M_{прив}^{B^П} = \sqrt{(316)^2 + (137)^2} = 344.4$ Нм;

$M_{прив}^{C^Л} = \sqrt{(302.3)^2 + (137)^2} = 332$ Нм;

$M_{прив}^{C^П} = \sqrt{(140.3)^2 + (137)^2} = 196.1$ Нм;

$M_{прив}^{D} = \sqrt{0^2 + 137^2} = 137$.

По полученным значениям строят эпюру приведенных моментов.

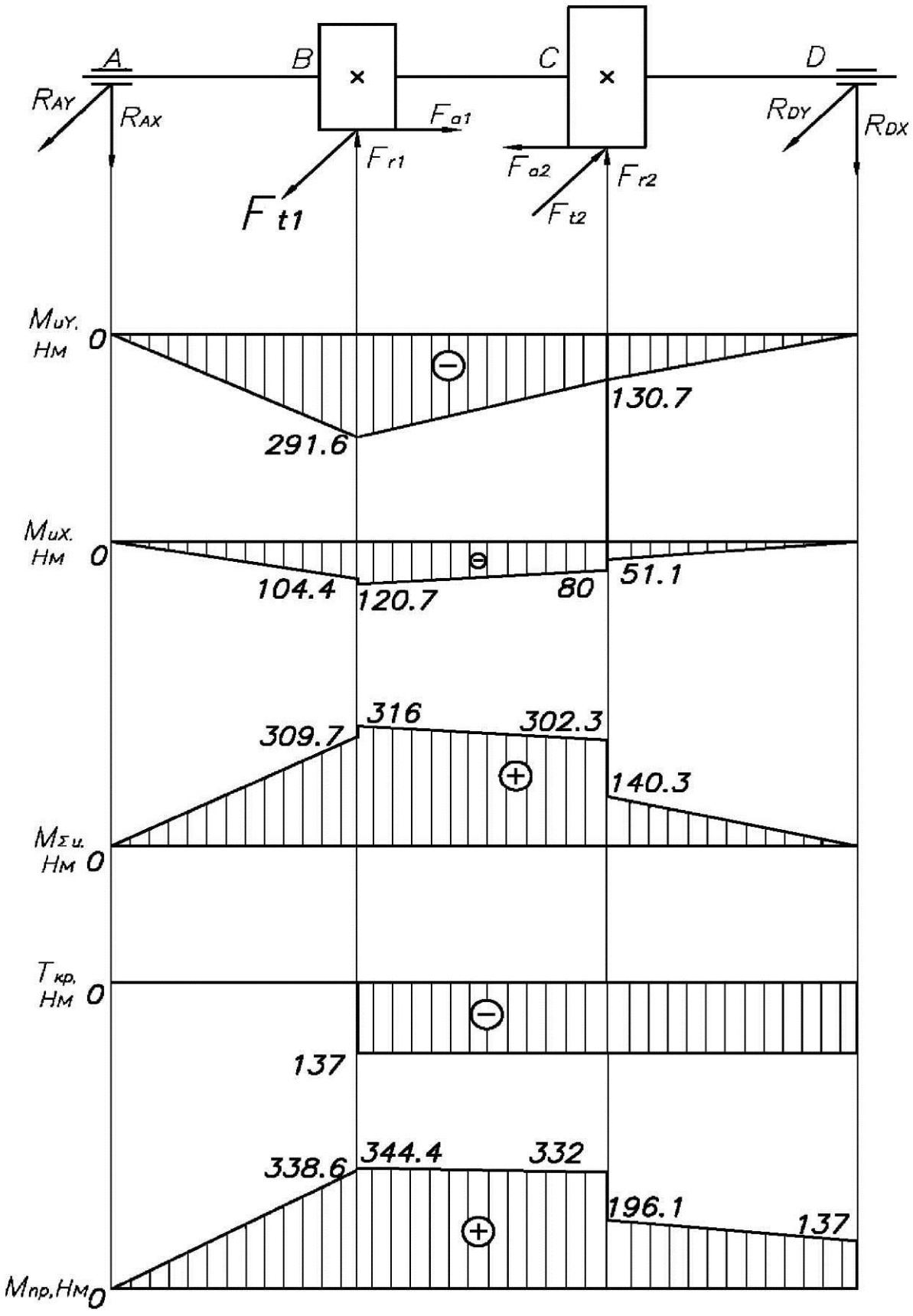


Рис 1.5 Эпюры моментов промежуточного вала:

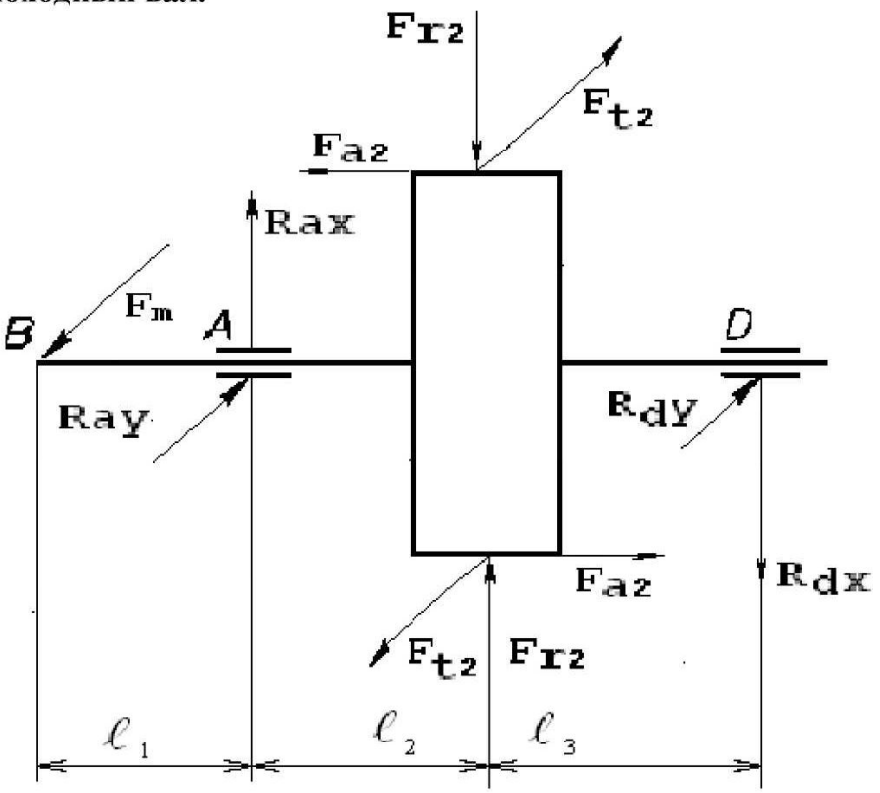
Определение диаметра вала в предположительно опасном сечении:
Наиболее опасное сечение – под шестерней *B*.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{прив}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1}]}}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{344.4 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 80}} = 35 \text{ мм}.$$

Из предварительного расчета валов диаметр вала под шестерней $d_{K2} = 40$ мм, $d_2 < d_{K2}$ условие прочности выполняется.

Тихоходный вал.



Из ранее полученных расчетов:
окружная сила $F_{t_2} = 5530$ Н;
радиальная сила $F_{r_2} = 2033{,}3$ Н;
осевая сила $F_a = 358{,}5$ Н;
$T_3 = 742{,}2 Нм$
Из первого этапа компоновки редуктора:
$l_{1m} = 62$ мм;
$l_{2m} = 62$ мм;
$l_{3m} = 81$ мм;

Давление муфты на вал
$F_м = (0{,}2,,,0{,}5) \cdot F'_м$,

где $F'_м$ – окружная сила на муфте.

Для двухступенчатых редукторов

$F'_м = 250 \cdot \sqrt{T_{K_3}}$,

где T_{K_3} – крутящий момент на тихоходном валу редуктора,

$T_{K3} = T_3 = 742,2\ Нм$;

$F'_м = 250 \cdot \sqrt{742,2} = 6810,8\ H$;

$F_м = 0,3 \cdot 6810,8 = 2043,2\ H$.

Определение реакций опор:

Плоскость YOZ:

$\sum M_A = 0$;

$-F_м \cdot l_3 + F_{t_2} \cdot l_2 - F_{t_2} \cdot l_2 + R_{DY} \cdot (l_1 + l_2) = 0$;

$-2043.2 \cdot 81 + 5530 \cdot 62 - 5530 \cdot 62 + R_{DY} \cdot (62 + 62) = 0$;

$R_{DY} = \frac{2043.2 \cdot 81 + 5530 \cdot 62 - 5530 \cdot 62}{(62 + 62)} = 1334,7H$;

$\sum M_D = 0$;

$-F_м \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{t_2} \cdot l_1 - F_{t_2} \cdot l_1 + R_{AY} \cdot (l_1 + l_2) = 0$;

$-2043.2 \cdot (81 + 62 + 62) + R_{AY} \cdot (62 + 62) = 0$;

$R_{AY} = \frac{2043.2 \cdot (81 + 62 + 62)}{(62 + 62)} = 3377,2H$;

Проверка:

$\sum F_{iY} = 0$;

$F_м + F_{t_2} - F_{t_2} - R_{AY} + R_{DY} = 0$;

$2043.2 + 5530 - 5530 - 3377.9 + 1334.7 = 0$;

$0 = 0$.

Плоскость XOZ:

$\sum M_A = 0$;

$F_{r_2} \cdot l_2 - F_{r_2} \cdot l_2 - R_{DX} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$;

$-R_{DX} \cdot (62 + 62) + 358.5 \cdot 269 = 0$;

$R_{BX} = \frac{358.5 \cdot 269}{(62 + 62)} = 777,7H$;

$$\sum M_D = 0;$$

$$F_{r_2} \cdot l_1 - F_{r_2} \cdot l_1 - R_{AX} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$-R_{AX} \cdot (62 + 62) + 358.5 \cdot 269 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{358.5 \cdot 269}{(62 + 62)} = 777{,}7H;$$

Проверка:

$$\sum F_{iX} = 0;$$

$$F_{r_2} - F_{r_2} + R_{AX} - R_{DX} = 0;$$

$$2033.3 - 2033.3 + 777.7 - 777.7 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Изгибающие моменты:

Плоскость YOZ:

$$M_B = 0.$$

$$M_A = -F_M \cdot l_3 = -2043.2 \cdot 0{,}81 = -209.4 \ Нм;$$

$$M_C = -R_{DY} \cdot l_1 = -777.7 \cdot 0{,}062 = -48.2 \ Нм;$$

$$M_D = 0.$$

Плоскость XOZ:

$M_B = 0;$

$M_A = 0;$

$M_C^{Л} = R_{AX} \cdot l_2 = 3377.9 \cdot 0{,}062 = 209.4$ Нм;

$M_C^{П} = R_{AX} \cdot l_2 - F_{a_2} \cdot d_2 = 3377.9 \cdot 0{,}062 - 358.5 \cdot 0{,}269 = 113$ Нм;

$M_D = 0$ Нм.

По найденным значениям строят эпюры изгибающих моментов.

Суммарные изгибающие моменты:

$$M_{\Sigma B} = 0;$$

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{\left(M_A^{верт}\right)^2 + \left(M_A^{гор}\right)^2};$$

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{(-209.4)^2 + 0^2} = 209.4 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma C^{Л}} = \sqrt{\left(M_C^{верт}\right)^2 + \left(M_{C^{Л}}^{гор}\right)^2};$$

$$M_{\Sigma C^{Л}} = \sqrt{(-48.2)^2 + (209.4)^2} = 214.9 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma C^{П}} = \sqrt{\left(M_C^{верт}\right)^2 + \left(M_{C^{П}}^{гор}\right)^2};$$

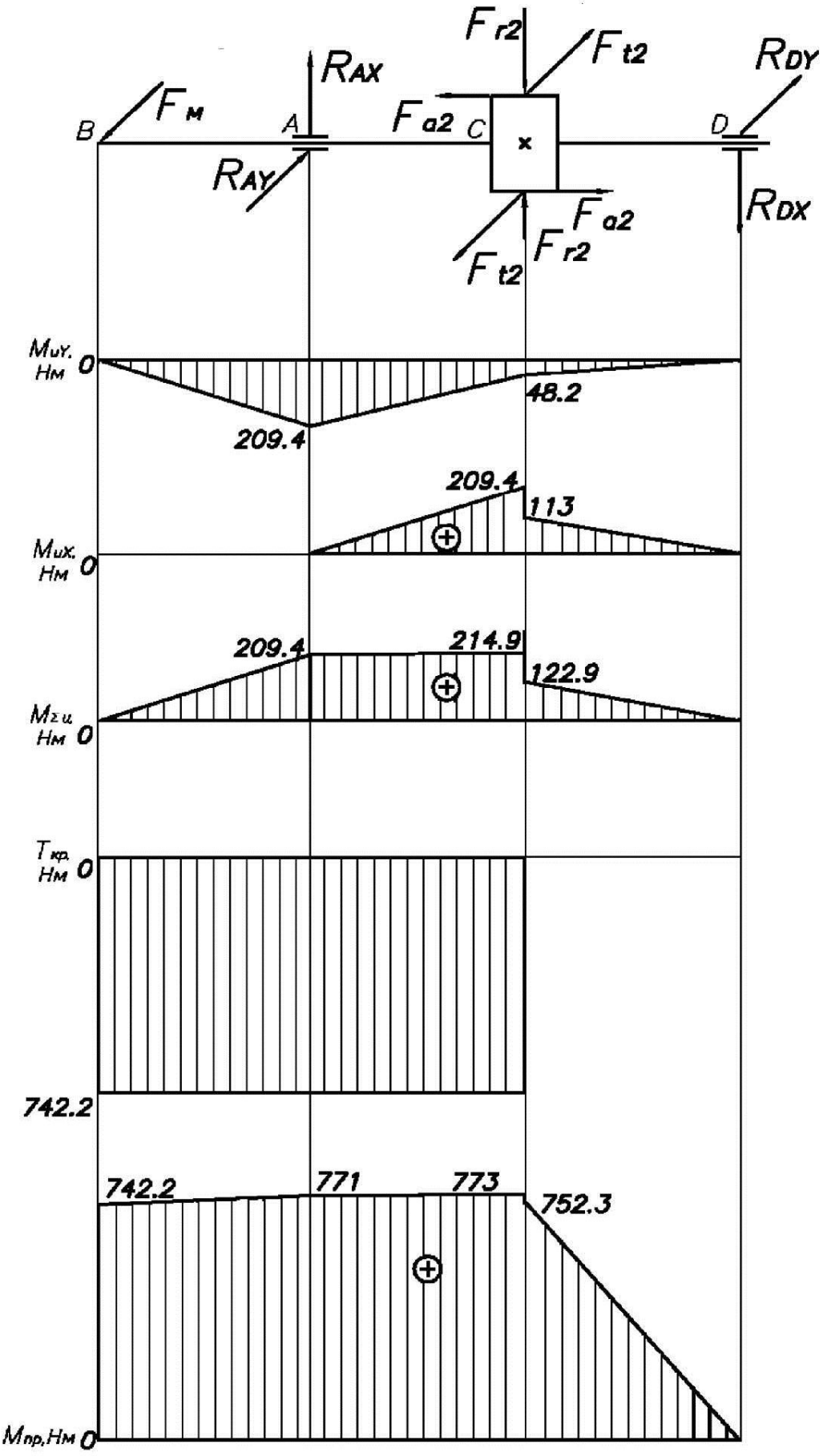


Рис. 1.6 Эпюры моментов тихоходного вала

$M_{\Sigma C^{II}} = \sqrt{(-48.2)^2 + (-113)^2} = 122.9$ Нм;

$M_{\Sigma D} = 0$.

По найденным значениям строят эпюры изгибающих моментов.

Построение эпюры крутящего момента:

Крутящий момент на тихоходном валу:

$T_{кр} = 742.2$ Нм.

Определяют приведенные моменты:

$M_{прив} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + (T_{кр})^2}$;

$M_{прив}^{B} = \sqrt{0^2 + (742.2)^2} = 742.2$ Нм;

$M_{прив}^{A} = \sqrt{(209.4)^2 + (742.2)^2} = 771$ Нм;

$M_{прив}^{C^{I}} = \sqrt{(214.9)^2 + (742.2)^2} = 773$ Нм;

$M_{прив}^{C^{II}} = \sqrt{(122.9)^2 + (742.2)^2} = 752.3$ Нм;

$M_{прив}^{D} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$.

По полученным значениям строят эпюру приведенных моментов.

Определение диаметра вала в предположительно опасном сечении:

Наиболее опасное сечение – под колесом в точке C.

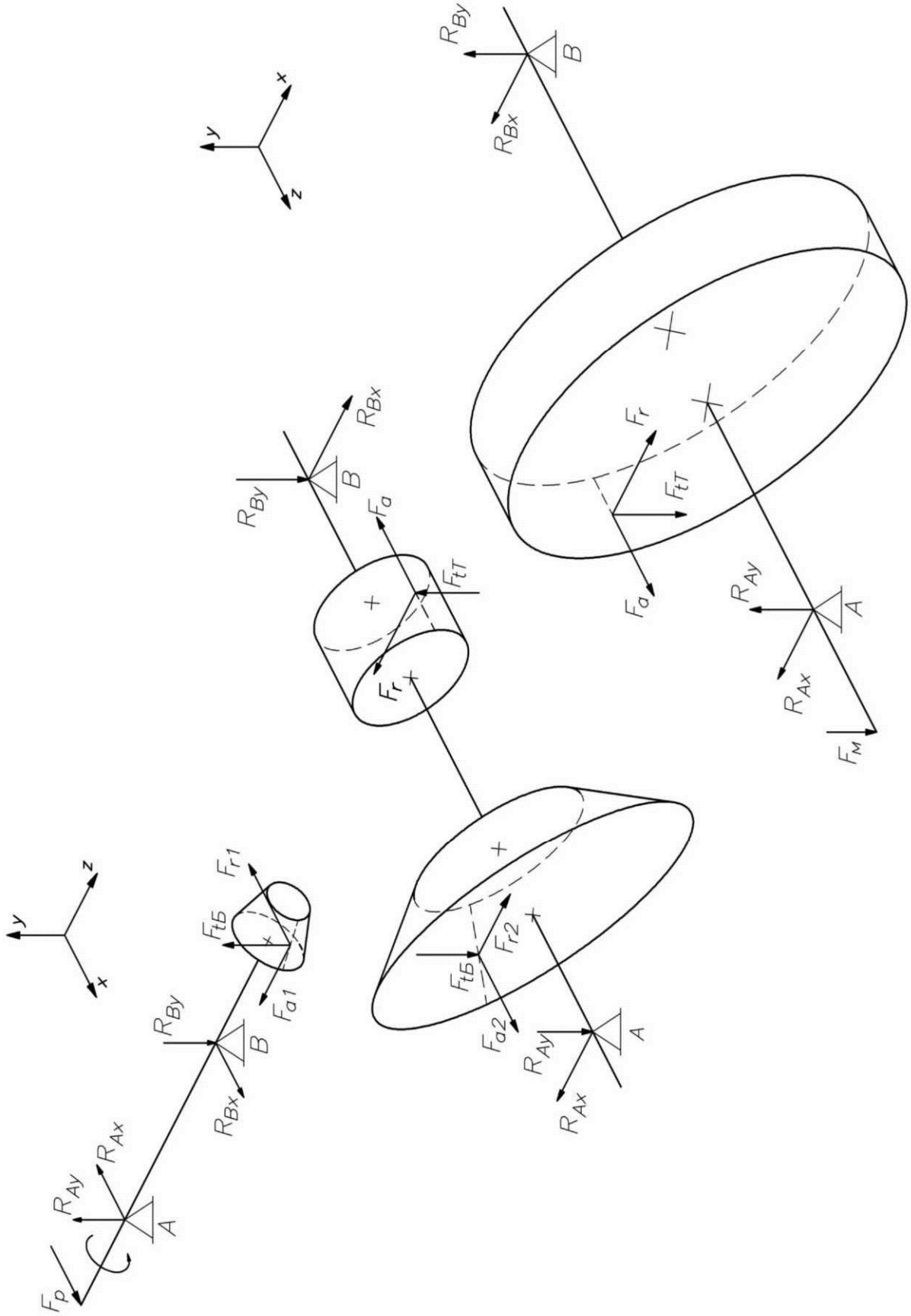
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{прив}}{0{,}1 \cdot [\sigma_{-1}]}};$$

$$d_{C} \geq \sqrt[3]{\frac{773 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 80}} = 46 \text{ мм}.$$

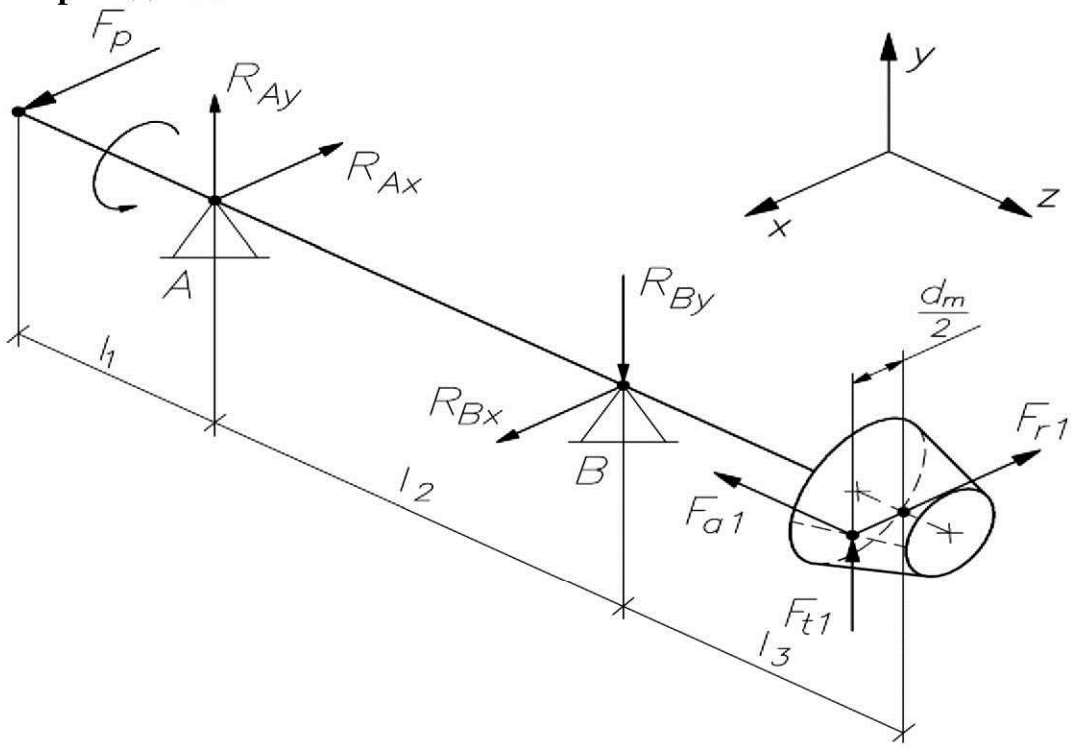
Из предварительного расчета валов диаметр вала под колесом $d_к = 55$ мм, условие прочности выполняется.

1.4.3 Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор

Схема нагружения валов



Быстроходный вал



Из ранее полученных расчетов:

$F_t = 2106,3\ H;$

$F_r = 730,6\ H;$

$F_a = 230\ H;$

$F_p = 1061,5\ H;$

$T_1 = 93,85 H;$

$d_m = 85\ мм.$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 71\ мм;$

$l_2 = 96\ мм;$

$l_3 = 59\ мм.$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$\sum M_A = 0$

$-R_{By} l_2 + F_t (l_2 + l_3) = 0;$

$$R_{By} = \frac{F_t (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{2106,3(96+71)}{96} = 3400,8\ H;$$

$\sum M_B = 0$

$-R_{Ay} l_2 + F_t l_3 = 0;$

$$R_{Ay} = \frac{F_t l_3}{l_2} = \frac{2106,3 \cdot 59}{96} = 1294,5\ H.$$

Проверка:

$\Sigma F_{iy} = 0$

R_{Ay} -R_{By} +F_t=0

1294,5-3400,8+2106,3=0

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_P l_1 - R_{Bx} l_2 - F_a \frac{d_m}{2} + F_{r1}(l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_P l_1 - F_a \frac{d_m}{2} + F_{r1}(l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{1061,5 \cdot 71 - 230\frac{85}{2} + 730,6(96+59)}{96} = 1862,8\ H;$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_P(l_1 + l_2) - R_{Ax} l_2 - F_a \frac{d_m}{2} - F_{r1} l_3 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_P(l_1 + l_2) - F_a \frac{d_m}{2} + F_{r1} l_3}{l_2} = \frac{1061,5 \cdot (71+96) - 230\frac{85}{2} + 730,6 \cdot 59}{96} = 2193,7\ H$$

Проверка:

ΣF_{ix} =0

F_p -R_{Ax} -R_{Bx} +F_{r1}=0

1061,5-2193,75+1862,8-730,6=0

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2193,7^2 + 1294,5^2} = 2547\ H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1862,8^2 + 3400,8^2} = 3877,5\ H.$$

Определяют изгибающие моменты

Плоскость YOZ:

$$M_K = 0; \quad M_A = 0; \quad M_O = 0;$$

$$M_B = R_{Ay} l_2 = 1294,5 \cdot 0,096 = 124\ Нм;$$

$$M_B = F_{tБ} l_3 = 2106,3 \cdot 0,059 = 124\ Нм.$$

Плоскость XOZ:

$$M_K = 0; \quad M_A = -F_P l_1 = 1061,5 \cdot 0,071 = 75\ Нм; \quad M_O = -F_a \frac{d_m}{2} = -10\ Нм;$$

$$M_B = -F_P(l_1 + l_2) + R_{Ax} l_2 = -1061,5(0,071 + 0,096) + 2193,7 \cdot 0,096 = 33\ Нм;$$

$$M_B = F_{r1} l_3 - F_a \frac{d_m}{2} = 730,6 \cdot 0,059 - 230\frac{0,085}{2} = 33\ Нм.$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M^{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

$$M_K^{\Sigma} = 0;$$

$$M_A^{\Sigma} = 75\ Нм;$$

$$M_B^{\Sigma} = 128\ Нм;$$

$$M_O^{\Sigma} = 10\ Нм;$$

Крутящий момент $T_K = T_1 = 93,85\ Нм.$

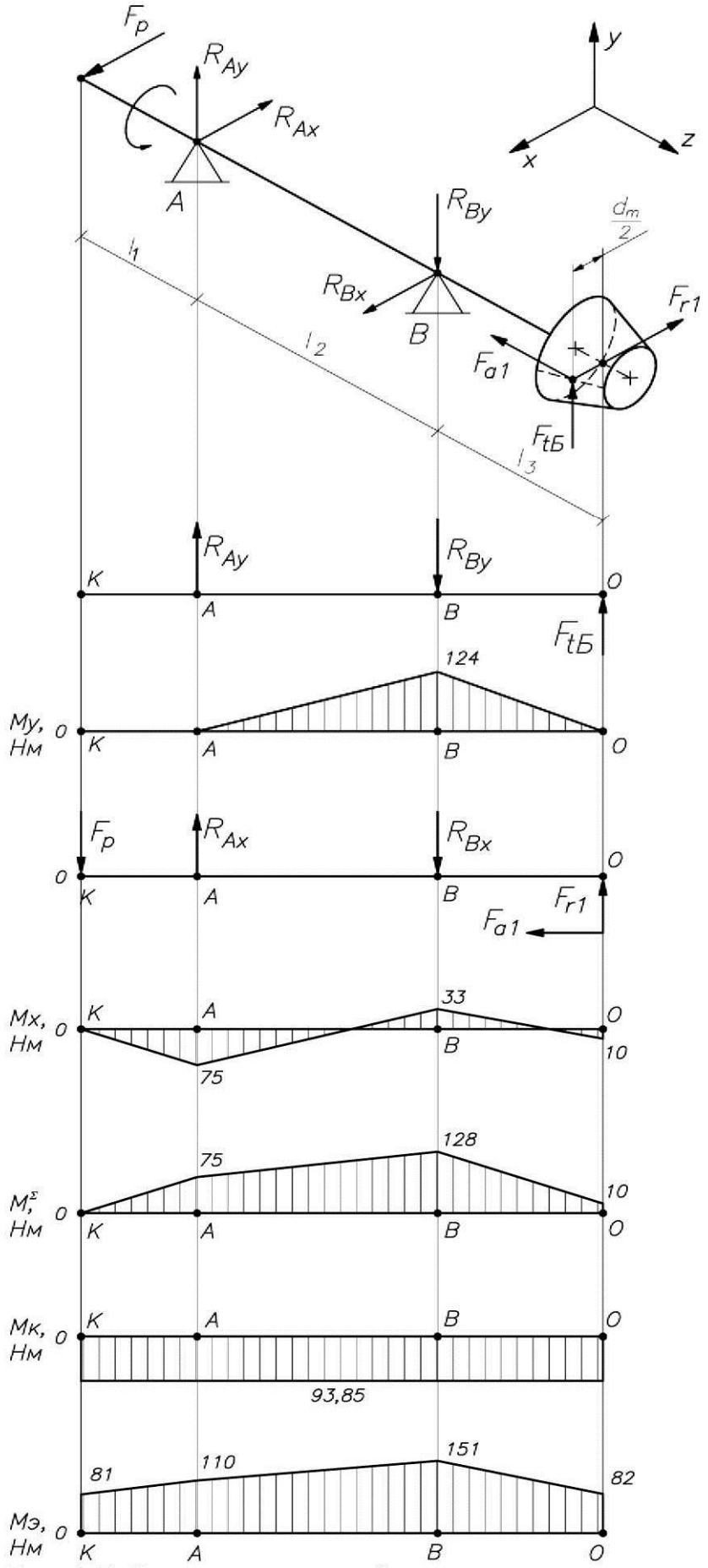


Рис. 1.7. Эпюры моментов быстроходного вала.

Определяют требуемый диаметр вала в опасном сечении

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\max M_{экв}}{0{,}1[\sigma_{-1}]}},$$

где $[\sigma_{-1}] = 60...80\ МПа;$

$$M_{экв} = \sqrt{(M^{\Sigma})^2 + 0{,}75T_1^2};$$

$$M_{экв}^{K} = \sqrt{0^2 + 0{,}75 \cdot 93{,}85^2} = 81\ Нм;$$

$$M_{экв}^{A} = \sqrt{75^2 + 0{,}75 \cdot 93{,}85^2} = 110\ Нм;$$

$$M_{экв}^{B} = \sqrt{128^2 + 0{,}75 \cdot 93{,}85^2} = 151\ Нм;$$

$$M_{экв}^{O} = \sqrt{10^2 + 0{,}75 \cdot 93{,}85^2} = 82\ Нм;$$

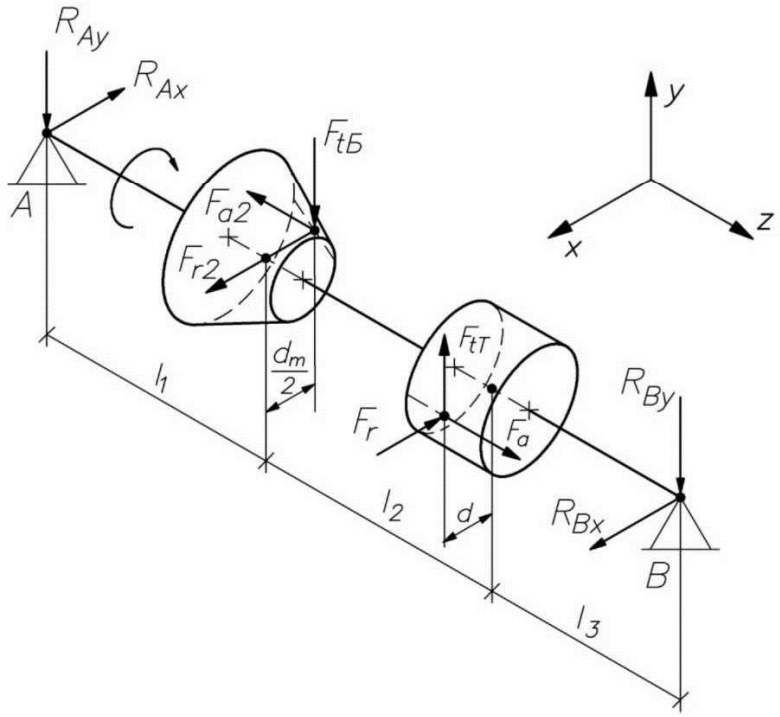
Наиболее опасное сечение – под подшипником B.

$$\max M_{экв} = M_{экв}^{B} = 151\ Нм.$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{151 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 60}} = 29\ мм.$$

Из предварительного расчета валов, диметр вала под подшипником $d_{п1} = 35\ мм.$ Условие прочности выполняется.

Промежуточный вал



Из ранее полученных расчетов:

Колесо:

$F_{t2} = 2106,3\ H;$

$F_{r2} = 230\ H;$

$F_{a2} = 730,6\ H;$

$T_2 = 285,4 H;$

$d_m = 270\ мм.$

Шестерня:

$F_{t1} = 6334,4\ H;$

$F_r = 2328,7\ H;$

$F_a = 886,8\ H;$

$d = 88\ мм.$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 43\ мм;$

$l_2 = 76\ мм;$

$l_3 = 63\ мм.$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = F_{t2} l_1 - F_{t1}(l_1 + l_2) + R_{By}(l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{t1}(l_1 + l_2) - F_{t2} l_1}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{6334,4(43+76) - 2106,3 \cdot 43}{43+76+63} = 3644,1\ H;$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$\sum M_B = R_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) + F_{t2}(l_2 + l_3) - F_{t1} l_3 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t1} l_3 - F_{t2}(l_2 + l_3)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{6334,4 \cdot 63 - 2106,3(76+63)}{43+76+63} = 584\ H.$$

Проверка:

$$\sum F_{iy} = 0;$$

$$-R_{Ay} - F_{tБ} + F_{tT} - R_{By} = 0;$$

$$-584 - 2106,3 + 6334,4 - 3644,1 = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = F_{a2}\frac{d_m}{2} - F_{r2} l_1 + F_r(l_1 + l_2) + F_a\frac{d}{2} - R_{Bx}(l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{a2}\frac{d_m}{2} - F_{r2} l_1 + F_r(l_1 + l_2) + F_a\frac{d}{2}}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{730,6\frac{270}{2} - 230 \cdot 43 + 2328,7(43+76) + 886,8\frac{88}{2}}{43+76+63} =$$

$$= 2224,6\ H;$$

$$\sum M_B = R_{Ax}(l_1+l_2+l_3) - F_{a2}\frac{d_m}{2} - F_{r2}(l_2+l_3) - F_a\frac{d}{2} + F_r l_3 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{a2}\frac{d_m}{2} + F_{r2}(l_2+l_3) + F_a\frac{d}{2} - F_r l_3}{l_1+l_2+l_3} = \frac{730,6\frac{270}{2} + 230(76+63) + 886,8\frac{88}{2} - 2328,7\cdot 63}{43+76+63} =$$

$= 125,9\ H.$

Проверка:

$$\sum F_{ix} = 0;$$

$$R_{Ax} - F_{r2} + F_r - R_{Bx} = 0;$$

$$125,9 - 230 + 2328,7 - 2224,6 = 0.$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{125,9^2 + 584^2} = 597,4\ H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2224,6^2 + 3644,1^2} = 4269,4\ H.$$

Изгибающие моменты

Плоскость YOZ:

$$M_A = 0; \quad M_K = -R_{Ay}l_1 = 584\cdot 0,043 = -25\ Нм;$$

$$M_O = -R_{Ay}(l_1+l_2) - F_{aB}l_2 = -584(0,043+0,076) - 2106,3\cdot 0,076 = -229,6\ Нм;$$

$$M_O = -R_{By}l_3 = -3644,1\cdot 0,063 = -229,6\ Нм;$$

$$M_B = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$M_A = 0;$$

$$M_K^{Л} = R_{Ax}l_1 = 125,9\cdot 0,043 = 5,4\ Нм;$$

$$M_K^{П} = R_{Ax}l_1 - F_{a2}\frac{d_m}{2} = 125,9\cdot 0,043 - 730,6\frac{0,27}{2} = -93,2\ Нм;$$

$$M_O^{П} = -R_{Bx}l_3 = -2224,4\cdot 0,063 = -140\ Нм;$$

$$M_O^{Л} = F_a\frac{d}{2} - R_{Bx}l_3 = 886,8\frac{0,088}{2} - 2224,6\cdot 0,063 = -101\ Нм;$$

$$M_B = 0.$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M^{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

$$M_A^{\Sigma} = 0;$$

$$M_K^{\Sigma Л} = 25{,}5 \; Нм;$$

$$M_K^{\Sigma П} = 96{,}5 \; Нм;$$

$$M_O^{\Sigma П} = 269 \; Нм;$$

$$M_O^{\Sigma Л} = 251 \; Нм;$$

$$M_B^{\Sigma} = 0.$$

Крутящий момент на промежуточном валу $T_2' = 285{,}4 \; Нм.$

Определяют требуемый диаметр вала в опасном сечении

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\max M_{экв}}{0{,}1[\sigma_{-1}]}},$$

где $[\sigma_{-1}] = 60...80 \; МПа;$

$$M_{экв} = \sqrt{\left(M^{\Sigma}\right)^2 + 0{,}75T_2^2};$$

$$M_{экв}^{A} = \sqrt{0^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 247 \; Нм;$$

$$M_{экв}^{КЛ} = \sqrt{25{,}5^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 248 \; Нм;$$

$$M_{экв}^{КП} = \sqrt{96{,}5^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 265 \; Нм;$$

$$M_{экв}^{ОП} = \sqrt{269^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 365 \; Нм;$$

$$M_{экв}^{ОЛ} = \sqrt{251^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 352 \; Нм;$$

$$M_{экв}^{B} = \sqrt{0^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 247 \; Нм.$$

Наиболее опасное сечение под шестерней .

$$\max M_{экв} = M_{экв}^{ОП} = 365 \; Нм.$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{365 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 60}} = 39 \; мм.$$

Из предварительного расчета валов, диметр вала под шестерней $d_{ш} = 40 \; мм.$ Условие прочности выполняется.

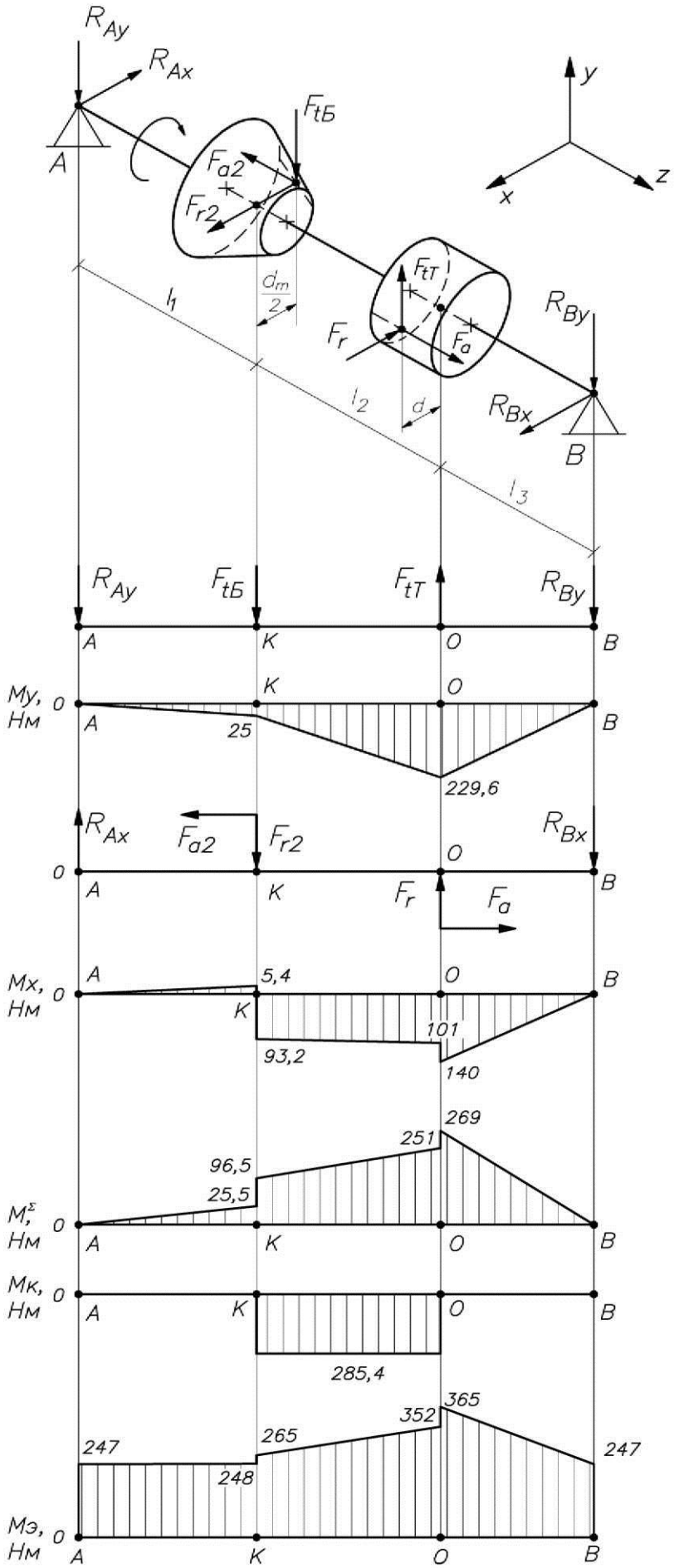
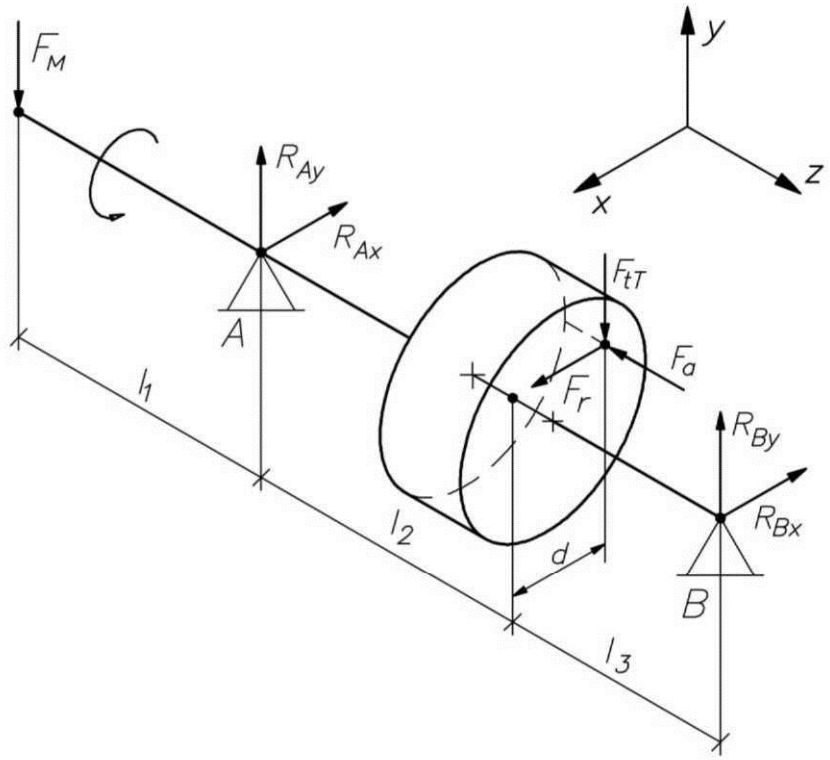


Рис. 1.8. Эпюры моментов промежуточного вала.

Тихоходный вал



Из ранее полученных расчетов:

$F_{t2} = 6334,4\ H;$

$F_r = 2328,7\ H;$

$F_a = 886,8\ H;$

$T_3 = 988,8 Нм;$

$d = 312\ мм.$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 129\ мм;$

$l_2 = 126{,}5\ мм;$

$l_3 = 70{,}5\ мм.$

Определяют реакции опор

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_M l_1 - F_{t2} l_2 + R_{By}\left(l_2 + l_3\right) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{tT} l_2 - F_M l_1}{l_2 + l_3} = \frac{6334,4 \cdot 126,5 - 1572 \cdot 129}{126,5 + 70,5} = 3038,1\ H;$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$F_M\left(l_1 + l_3 + l_3\right) - R_{Ay}\left(l_2 + l_3\right) - F_{t2} l_3 = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_M\left(l_1 + l_3 + l_3\right) + F_{t2} l_3}{l_2 + l_3} = \frac{1572\left(129 + 126,5 + 70,5\right) + 6334,4 \cdot 70,5}{126,5 + 70,5} = 4868,3\ H.$$

Проверка:

$$\sum F_{iy} = 0;$$

$$-F_M + R_{Ay} - F_{t2} + R_{By} = 0;$$

$$-1572 + 4868,3 - 6334,4 + 3038,1 = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_a \frac{d}{2} - F_r l_2 + R_{Bx}(l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_r l_2 - F_a \frac{d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{2328,7 \cdot 126,5 - 886,8 \frac{312}{2}}{126,5 + 70,5} = 793\ H;$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{Ax}(l_2 + l_3) - F_a \frac{d}{2} - F_r l_3 = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_a \frac{d}{2} + F_r l_3}{l_2 + l_3} = \frac{886,8 \frac{312}{2} - 2328,7 \cdot 70,5}{126,5 + 70,5} = 1535\ H.$$

Проверка:

$$\sum F_{ix} = 0;$$

$$R_{Ax} - F_r + R_{Bx} = 0;$$

$$1535 - 2328 + 793 = 0.$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1535^2 + 4868,3^2} = 5104,5\ H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{793^2 + 3038,1^2} = 3140\ H.$$

Определяют изгибающие моменты

Плоскость YOZ:

$$M_K = 0;$$

$$M_A = -F_M l_1 = -1572 \cdot 0,129 = -203\ Нм;$$

$$M_O = -F_M(l_1 + l_2) + R_{Ay} l_2 = -1572(0,129 + 0,1265) + 4868,3 \cdot 0,1265 = 214\ Нм;$$

$$M_O = -R_{By} l_3 = -3038,1 \cdot 0,0705 = 214\ Нм;$$

$$M_B = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$M_K = 0; \quad M_A = 0;$$

$$M_O^{Л} = R_{Ax} l_2 = 1535 \cdot 0,1265 = 194\ Нм;$$

$$M_O^{П} = R_{Ax} l_2 - F_a \frac{d}{2} = 1535 \cdot 0,1265 - 886,8 \frac{0,312}{2} = 56\ Нм;$$

$$M_B = 0.$$

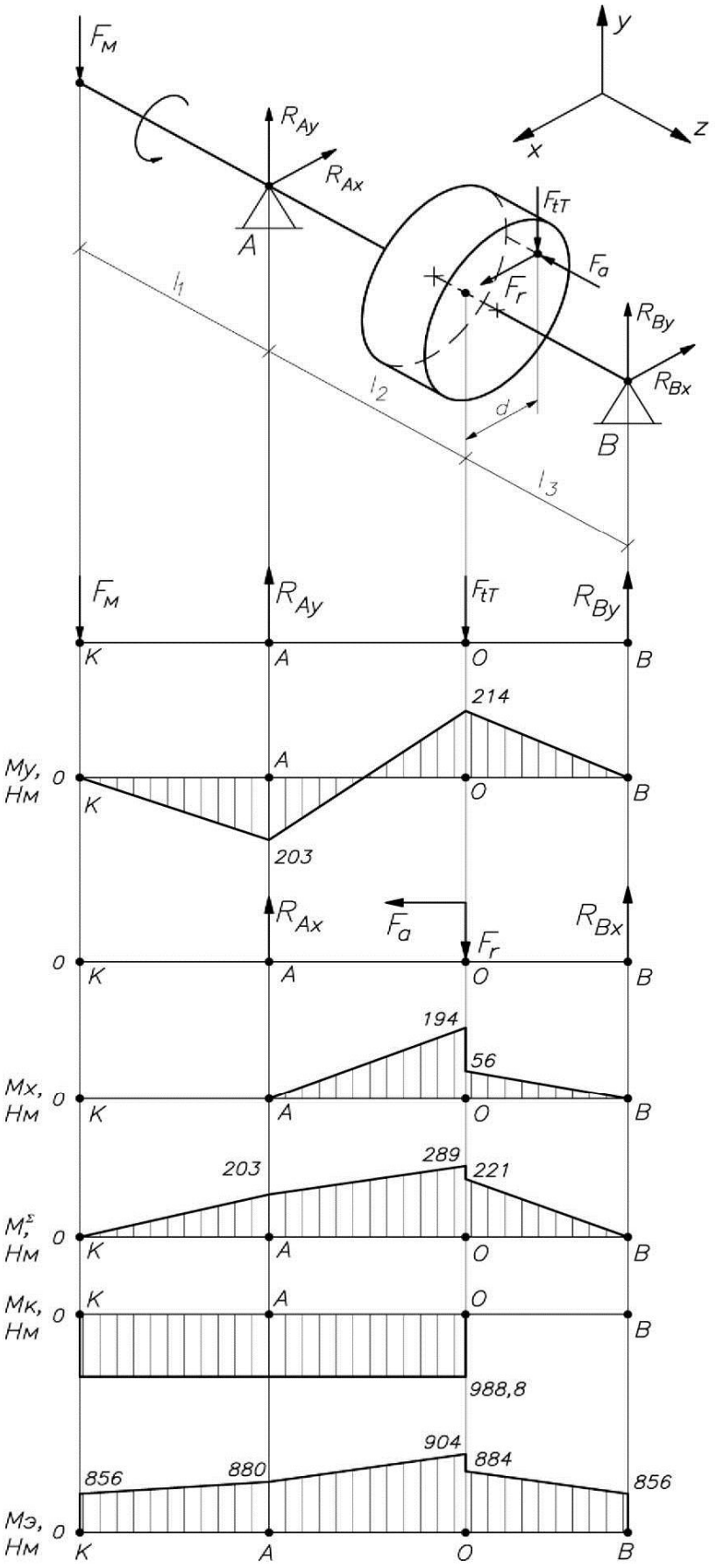


Рис. 1.9. Эпюры моментов тихоходного вала.

Суммарные изгибающие моменты

$$M^{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

$M_K^{\Sigma} = 0;$

$M_A^{\Sigma} = 203\ Нм;$

$M_O^{\Sigma Л} = 289\ Нм;$

$M_O^{\Sigma П} = 221\ Нм;$

$M_B^{\Sigma} = 0.$

Крутящий момент на промежуточном валу $T_3' = 988{,}8\ Нм.$

Определяют требуемый диаметр вала в опасном сечении

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\max M_{экв}}{0{,}1[\sigma_1]}},$$

где $[\sigma_{-1}] = 60...80\ МПа;$

$$M_{экв} = \sqrt{(M^{\Sigma})^2 + 0{,}75T_3'^2};$$

$M_{экв}^K = \sqrt{0^2 + 0{,}75 \cdot 988{,}8^2} = 856\ Нм;$

$M_{экв}^A = \sqrt{203^2 + 0{,}75 \cdot 988{,}8^2} = 880\ Нм;$

$M_{экв}^{ОЛ} = \sqrt{289^2 + 0{,}75 \cdot 988{,}8^2} = 904\ Нм;$

$M_{экв}^{ОП} = \sqrt{221^2 + 0{,}75 \cdot 988{,}8^2} = 884\ Нм;$

$M_{экв}^B = \sqrt{0^2 + 0{,}75 \cdot 285{,}4^2} = 856\ Нм.$

Наиболее опасное сечение – под колесом.

$\max M_{экв} = M_{экв}^{ОЛ} = 904\ Нм.$

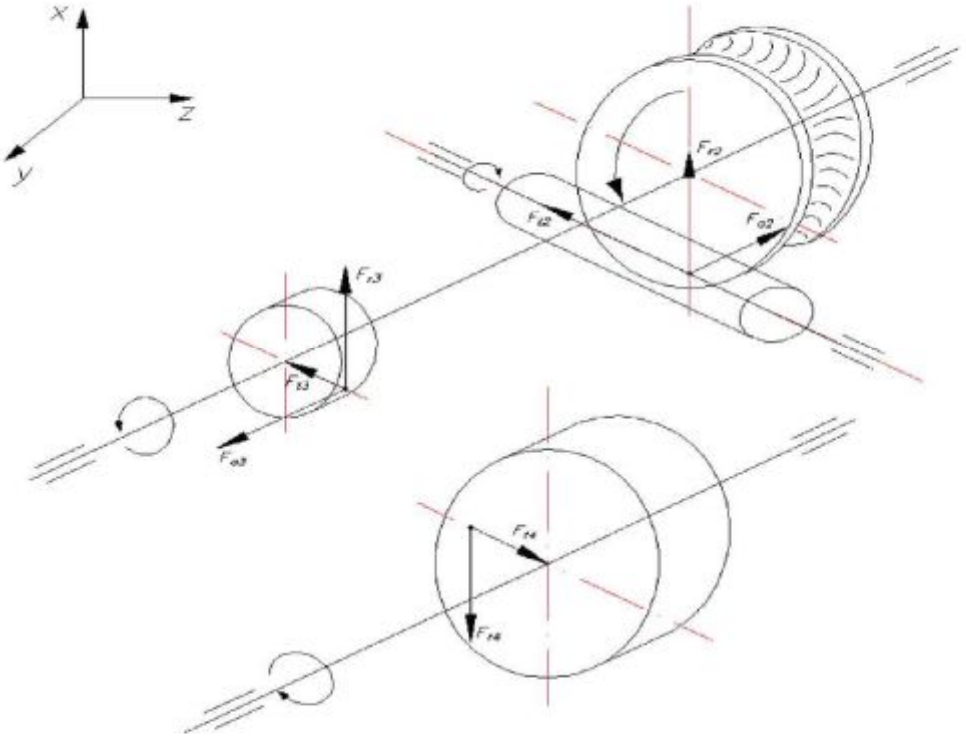
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{904 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 60}} = 53\ мм.$$

Из предварительного расчета валов, диметр вала под колесом $d_{КЗ} = 60\ мм.$

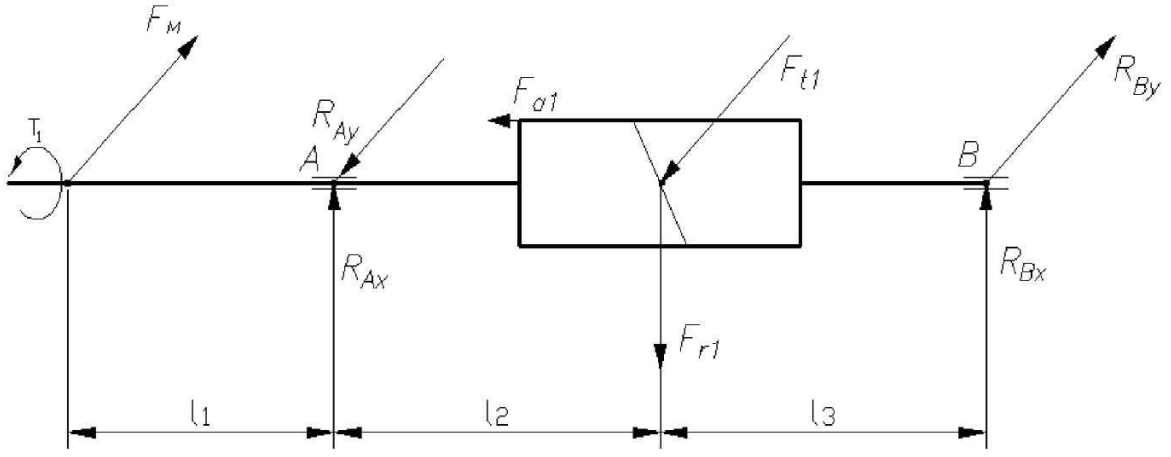
Условие прочности выполняется.

1.4.5. Двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор.

Схема нагружения валов



Быстроходный вал.



Давление муфты на вал:

$F_m = (0{,}2...0{,}5) \cdot F'_m$,

где F'_m - окружная сила муфты.

$F'_m = 250 \cdot \sqrt{T_1}$,

где T_1 - вращающий момент на быстроходном валу, $T_1 = 44{,}76 H \cdot м$.

$F'_m = 250 \cdot \sqrt{44{,}76} = 1672{,}6H$,

$F_m = (0{,}2...0{,}5) \cdot 1672{,}6 = 334{,}5...836{,}3H$

Принимают $F_m = 335H$.

Из ранее полученных расчетов:

$F_{t1} = 715H$;

$F_{r1} = 1621{,}6H$;

$F_{a1} = 4455H$;

$T_1 = 44{,}76 Нм$;

$d_1 = 112 мм$

$d_{f1} = 92{,}8 мм$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 98 мм$,

$l_2 = 163 мм$,

$l_3 = 163 мм$

Определяют реакции опор.

Плоскость XOZ:

$\sum M_B = 0$

$F_{r1} \cdot l_3 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{d_2} R_{чер} - R_{Ax} \cdot (l_2 + l_3) = 0$,

$R_{Ax} = \frac{F_{r1} \cdot l_3 + F_{a1} \cdot R_{чер}}{(l_2 + l_3)} = \frac{1621{,}6 \cdot 163 + 4455 \cdot 56}{163 + 163} = 1576H$

$\sum M_A = 0$

$R_{Bx} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot R_{чер} = 0$,

$R_{Bx} = \frac{F_{r1} \cdot l_2 + F_{a1} \cdot R_{чер}}{(l_2 + l_3)} = \frac{1621{,}6 \cdot 163 - 4455 \cdot 56}{163 + 163} = 45{,}5H$

Проверка:

$\sum X = 0$

$R_{Bx} + R_{Ax} - F_{r1} = 0$,

$45{,}52 + 1576{,}08 - 1621{,}6 = 0$

Плоскость YOZ:

$\sum M_B = 0$

$R_{Ay} \cdot (l_2 + l_3) + F_{t1} \cdot l_3 - F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$,

$R_{Ay} = \frac{-F_{t1} \cdot l_3 + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_2 + l_3)} = \frac{-715 \cdot 163 + 335(98 + 163 + 163)}{163 + 163} = 78{,}2H$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{By} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot l_2 - F_m \cdot l_1 = 0,$$

$$R_{By} = \frac{F_{t1} \cdot l_2 + F_m \cdot l_1}{(l_2 + l_3)} = \frac{715 \cdot 163 + 335 \cdot 98}{163 + 163} = 458,2H$$

Проверка:

$$\sum Y = 0$$

$$-R_{Ay} + R_{By} - F_{t1} + F_m = 0,$$

$$-78,2 + 458,2 - 715 + 335 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры.

Плоскость XOZ:

$$M_{XA} = 0,$$

$$M_{XO} = R_{Ax} \cdot l_2 = 45,5 \cdot 0,163 = 7,4H \cdot м,$$

$$M_{XB} = 0,$$

$$M_{XB} = R_{Bx} \cdot l_3 = 1576,08 \cdot 0,163 = 256,9H \cdot м$$

Плоскость YOZ:

$$M_{YA} = 0,$$

$$M_{YO} = -F_m \cdot l_1 = -335 \cdot 0,098 = -32,8H \cdot м,$$

$$M_{YB} = 0,$$

$$M_{YB} - -R_{By} \cdot l_3 - -458,2 \cdot 0,163 - -74,7H \cdot м$$

Крутящий момент:

$$T_K = T_1 = 44,76H \cdot м$$

Определяют суммарные изгибающие моменты и строят эпюры:

$$M_\Sigma = \sqrt{(M_u{}^B)^2 + (M_u{}^\Gamma)^2},$$

$$M_\Sigma{}^A = \sqrt{0^2 + 32,8^2} = 74,69H \cdot м,$$

$$M_\Sigma{}^O = \sqrt{(-74,7)^2 + (256,9)^2} = 268H \cdot м,$$

$$M_\Sigma{}^O = \sqrt{(-32,83)^2 + (7,4)^2} = 75H \cdot м$$

$$M_\Sigma{}^B = 0$$

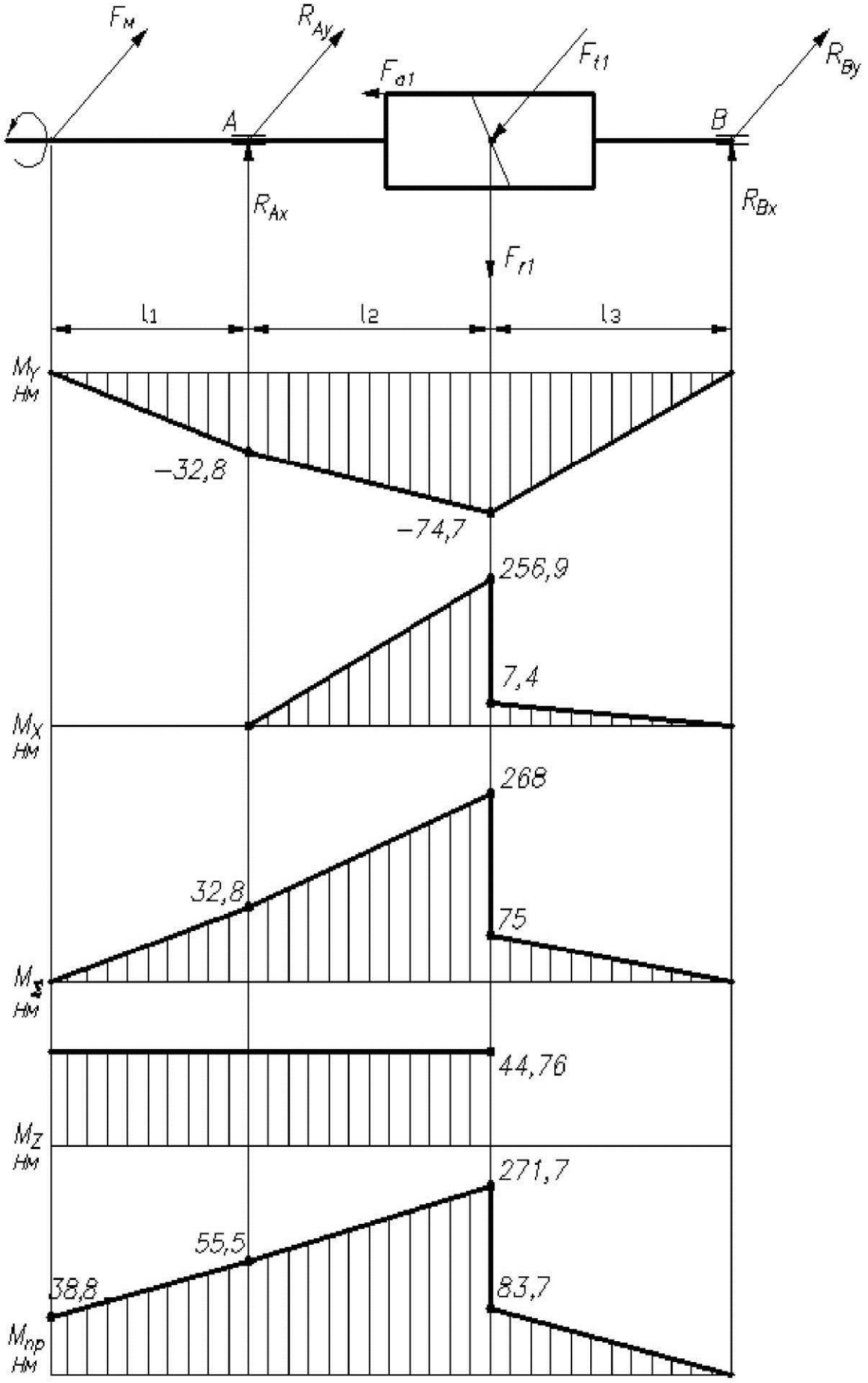


Рис. 1.10 Эпюры моментов быстроходного вала.

Определяют приведенные моменты и строят эпюры:

$M_{пр} = \sqrt{(M_{\Sigma})^2 + 0,75(T_K)^2}$,

$M_{пр}^{C} = \sqrt{(0)^2 + 0,75(44,76)^2} = 38,8H \cdot м$,

$M_{пр}^{B} = \sqrt{(38,8)^2 + 0,75(44,76)^2} = 84,15H \cdot м$,

$M_{пр}^{O} = \sqrt{(256,9)^2 + 0,75(44,76)^2} = 271H \cdot м$,

$M_{пр}^{O} = \sqrt{(75)^2 + 0,75(44,76)^2} = 83,7H \cdot м$

Определяют диаметры валов в опасном сечении по теории прочности:

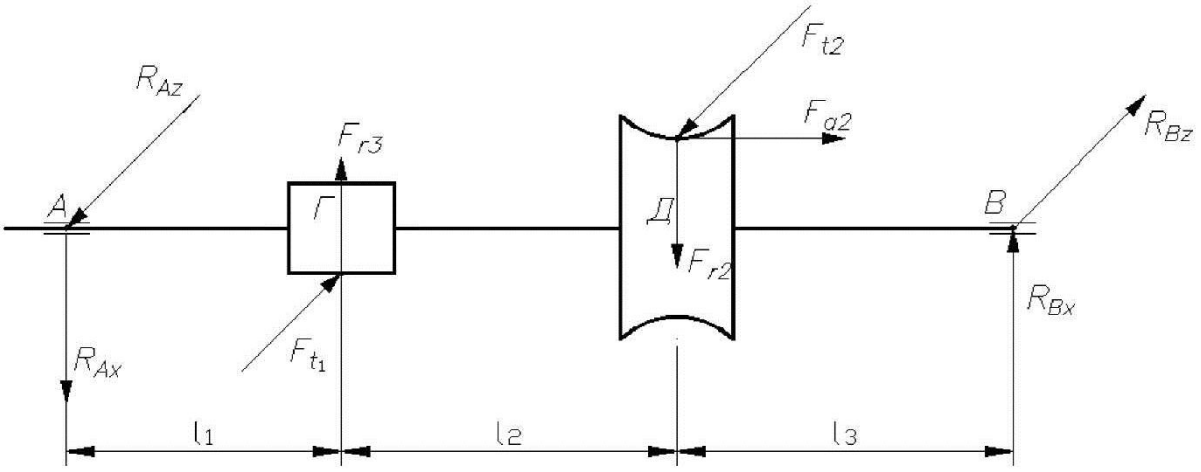
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\delta_{-1}]}},$$

где $[\delta_{-1}] = 60...80МПа$, принимают $[\delta_{-1}] = 60МПа$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{261,79}{0,1 \cdot 60 \cdot 10^6}} \geq 35,196мм$$

Поскольку $d \leq d_{f1} = 92,8мм$, то условие прочности выполняется.

Промежуточный вал.



Из ранее полученных расчетов:

$F_{t2} = 4455H$,

$F_{r2} = 1621,6H$,

$F_{a2} = 715H$,

$F_{r1} = 2341,56H$,

$F_{t1} = 6432,85H$,

$d_2 = 288мм$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 77мм$,

$l_2 = 105мм$,

$l_3 = 65мм$

Определяют реакции опор.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{AY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{t2} \cdot l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t2} \cdot l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{6433 \cdot (105 + 65) - 4455 \cdot 65}{77 + 105 + 65} = 3255H$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{BY} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t1} \cdot l_1 = 0,$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{t2} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot l_1}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{4455 \cdot (77 + 105) - 6433 \cdot 77}{77 + 105 + 65} = 1277H$$

Проверка:

$$R_{AY} - R_{BY} - F_{t1} + F_{t2} = 0,$$

$$3255 - 1277 - 6433 + 4455 = 0$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_3 + = 0,$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{2341,6 \cdot (65 + 105) + 715 \cdot 144 - 1621,6 \cdot 65}{77 + 105 + 65} = 1601,4H$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{r2} \cdot (l_1 + l_2) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r1} \cdot l_1 = 0,$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{r2} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{1621,6 \cdot (77 + 105) + 715 \cdot 144 - 2341,56 \cdot 77}{77 + 105 + 65} = 881,4H$$

Проверка:

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_{Bx} - R_{Ax} - F_{r2} + F_{r1} = 0,$$

$$-1601,4 + 2341,56 - 1621,6 + 881,4 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры.
Плоскость YOZ:

$M_A = 0$,

$M_Г = R_{AY} \cdot l_1 = 3255 \cdot 0,077 = 250 Н \cdot м$,

$M_B = 0$,

$M_Д = -R_{BY} \cdot l_3 = -1277,25 \cdot 0,065 = -83 Н \cdot м$

Плоскость XOZ:

$M_A = 0$,

$M_Г = -R_{AX} \cdot l_1 = -1601,4 \cdot 0,077 = -123 Н \cdot м$,

$M_B = 0$

$M_Д^Л = R_{Bx} \cdot l_3 = 881,4 \cdot 0,065 = 57 Н \cdot м$,

$M_Д^П = R_{Bx} \cdot l_3 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 881,4 \cdot 0,065 - 715 \cdot 0,144 = 57 - 103 = -46 Н \cdot м$

Крутящий момент:

$M_K = 641,55 Н \cdot м$

Определяют суммарные изгибающие моменты и строят эпюры:

$M_A = 0$

$M_Г = \sqrt{(-123)^2 + (-250)^2} = 279 Н \cdot м$,

$M_B = 0$

$M_Д^Л = \sqrt{(-83)^2 + (57)^2} = 101 Н \cdot м$,

$M_Д^П = \sqrt{(-83)^2 + (-46)^2} = 95 Н \cdot м$

Определяют приведенные моменты и строят эпюры:

$M_A = 0$,

$M_Г = \sqrt{(279)^2 + 0,75(621,5)^2} = 622 Н \cdot м$,

$M_B = 0$

$M_Д^Л = \sqrt{(101)^2 + 0,75(621,5)^2} = 565 Н \cdot м$,

$M_Д^П = \sqrt{(95)^2 + 0,75(621,5)^2} = 563 Н \cdot м$,

Определяют диаметры валов в опасном сечении по теории прочности:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\delta_1]}},$$

где $[\delta_1] = 60...80 МПа$, принимают $[\delta_1] = 60 МПа$.

Диаметр вала в месте посадки червячного колеса:

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{629{,}46}{0{,}1 \cdot 60 \cdot 10^6}} \geq 47{,}16 мм ,$$

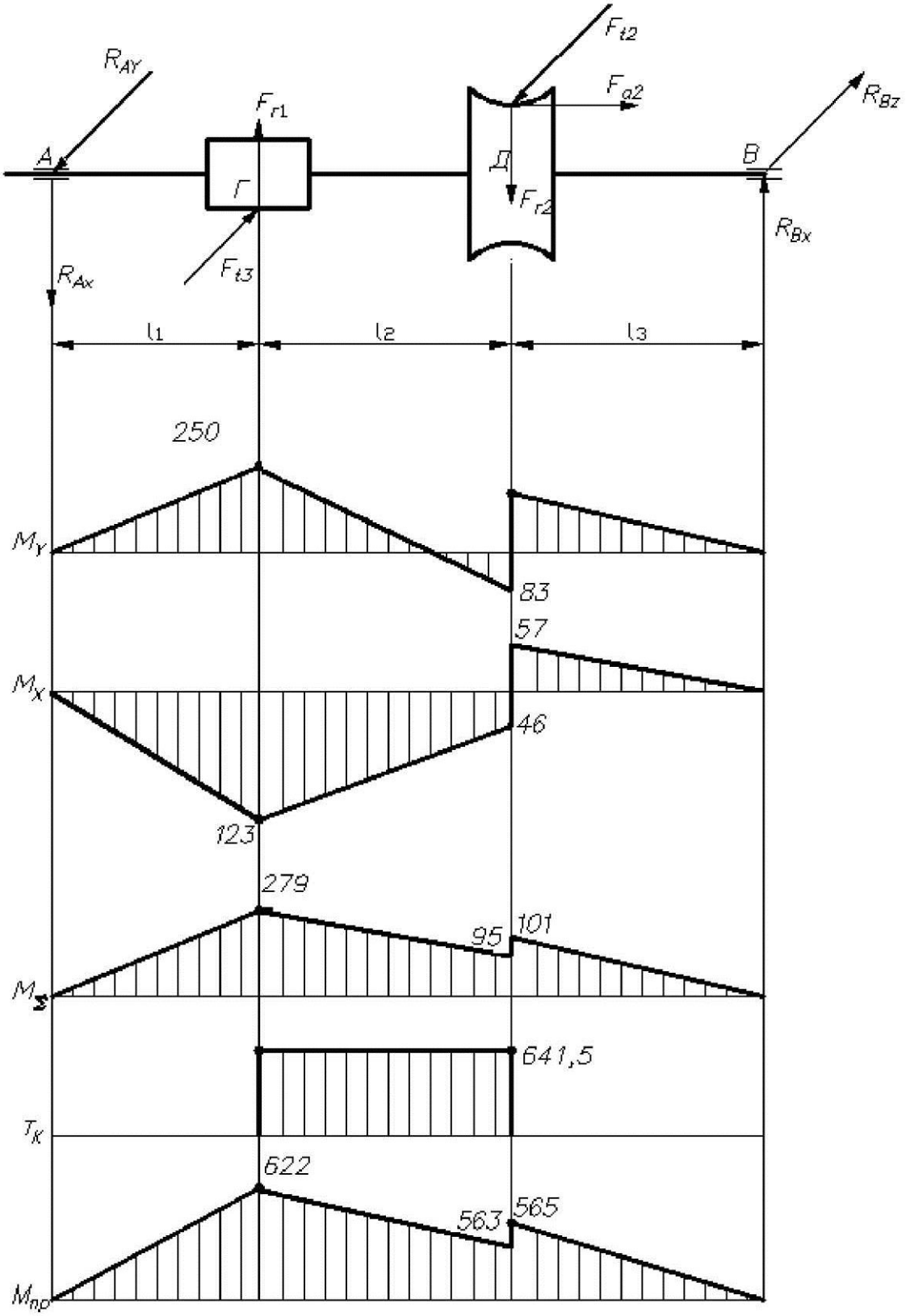


Рис. 1.11 Эпюры моментов промежуточного вала.

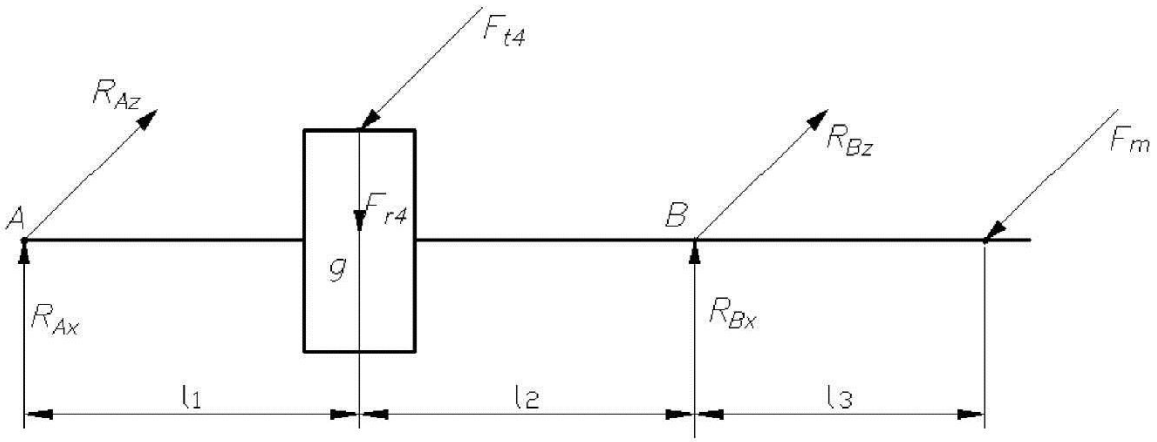
поскольку $d_2 \le d_{K2} = 50мм$, то условие прочности выполняется.

Диаметр вала в месте посадки шестерни:

$$d_3 \ge \sqrt[3]{\frac{621,87}{0,1 \cdot 60 \cdot 10^6}} \ge 46,96мм,$$

поскольку $d_3 \le d_{Ш} = 50мм$, то условие прочности выполняется.

Тихоходный вал.



Сила давления муфты на вал:

$F_m = (0,2...0,5) \cdot F'_m$,

где F'_m - окружная сила муфты.

$F'_m = 250 \cdot \sqrt{T_3}$,

где T_3 - вращающий момент на быстроходном валу, $T_3 = 1251,19Н \cdot м$.

$F'_m = 250 \cdot \sqrt{1251,19} = 8843,04Н$,

$F_m = (0,2...0,5) \cdot 8843,04 = 1768,6...4421,52Н$

Принимают $F_m = 1768,6Н$.

Из ранее полученных расчетов:

$F_{t4} = 6432,85Н$,

$F_{r4} = 2341,56Н$,

$F_m = 1768,6Н$

$T_3 = 1251,19Нм$

Из первого этапа компоновки редуктора:

$l_1 = 73,5мм$,

$l_2 = 180,5мм$,

$l_3 = 117,5мм$

Определяют реакции опор.

Плоскость XOZ:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r2} \cdot l_2 = 0,$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r4} \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} = \frac{2341{,}56 \cdot 180{,}5}{73{,}5 + 180{,}5} = 1663{,}98H$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1} \cdot l_1 = 0,$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{r4} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{2341{,}56 \cdot 73{,}5}{73{,}5 + 180{,}5} = 677{,}6H$$

Проверка:

$$\sum X = 0$$

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_{Bx} + R_{Ax} - F_{r4} = 0,$$

$$677{,}6 + 1663{,}98 - 2341{,}56 = 0$$

Плоскость YOZ:

$$\sum M_B = 0$$

$$-R_{AY} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t1} \cdot l_2 - F_m \cdot l_3 = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t1} \cdot l_2 - F_m \cdot l_3}{(l_1 + l_2)} = \frac{6432{,}85 \cdot 180{,}5 - 1768{,}6 \cdot 117{,}5}{73{,}5 + 180{,}5} = 3930{,}39H$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{BY} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t1} \cdot l_1 - F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t4} \cdot l_1 + F_m \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} = \frac{6432{,}85 \cdot 58{,}5 + 1768{,}6(73{,}5 + 180{,}5 + 177{,}5)}{73{,}5 + 180{,}5} = 4271{,}06H$$

Проверка:

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$-R_{Az} - R_{Bz} + F_{t4} + F_m = 0,$$

$$-3930{,}39 - 4271{,}06 + 6432{,}85 + 1768{,}6 = 0$$

Определяют величину изгибающих моментов и строят эпюры.

Плоскость XOZ:

$$M_A = 0,$$

$$M_O = R_{Ax} \cdot l_1 = 1663,98 \cdot 0,0735 = 122,3H \cdot м,$$

$$M_B = 0,$$

$$M_B = R_{Bx} \cdot l_2 = 677,6 \cdot 0,1805 = 122,3H \cdot м$$

Плоскость YOZ:

$$M_A = 0,$$

$$M_O = R_{AY} \cdot l_1 = 3930,39,84 \cdot 0,0735 = 288,9H \cdot м,$$

$$M_B = 0,$$

$$M_B = F_m \cdot l_3 = 1768,6 \cdot 0,1175 = 207,8H \cdot м$$

Крутящий момент:

$$M_K = 1251,19H \cdot м$$

Определяют суммарные изгибающие моменты и строят эпюры:

$$M_\Sigma = \sqrt{(M_u{}^B)^2 + (M_u{}^\Gamma)^2},$$

$$M_\Sigma{}^A = \sqrt{(122,3)^2 + (288,9)^2} = 315,3H \cdot м,$$

$$M_\Sigma{}^O = \sqrt{(0)^2 + (207,8)^2} = 207,8H \cdot м,$$

Определяют приведенные моменты и строят эпюры:

$$M_{пр} = \sqrt{(M_\Sigma)^2 + 0,75(T_K)^2},$$

$$M_{пр}{}^B = \sqrt{(313,7)^2 + 0,75(1251,19)^2} = 1128H \cdot м,$$

$$M_{пр}{}^o = \sqrt{(207,8)^2 + 0,75(1251,19)^2} = 1103H \cdot м$$

Определяют диаметры валов в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0,1 \cdot [\delta_1]}},$$

где $[\delta_1] = 60...80МПа$, принимают $[\delta_1] = 60МПа$.

Диаметр вала в месте посадки цилиндрического зубчатого колеса:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{1123,23}{0,1 \cdot 60 \cdot 10^6}} \geq 57,21мм,$$

поскольку $d \leq d_н = 60мм$, то условие прочности выполняется.

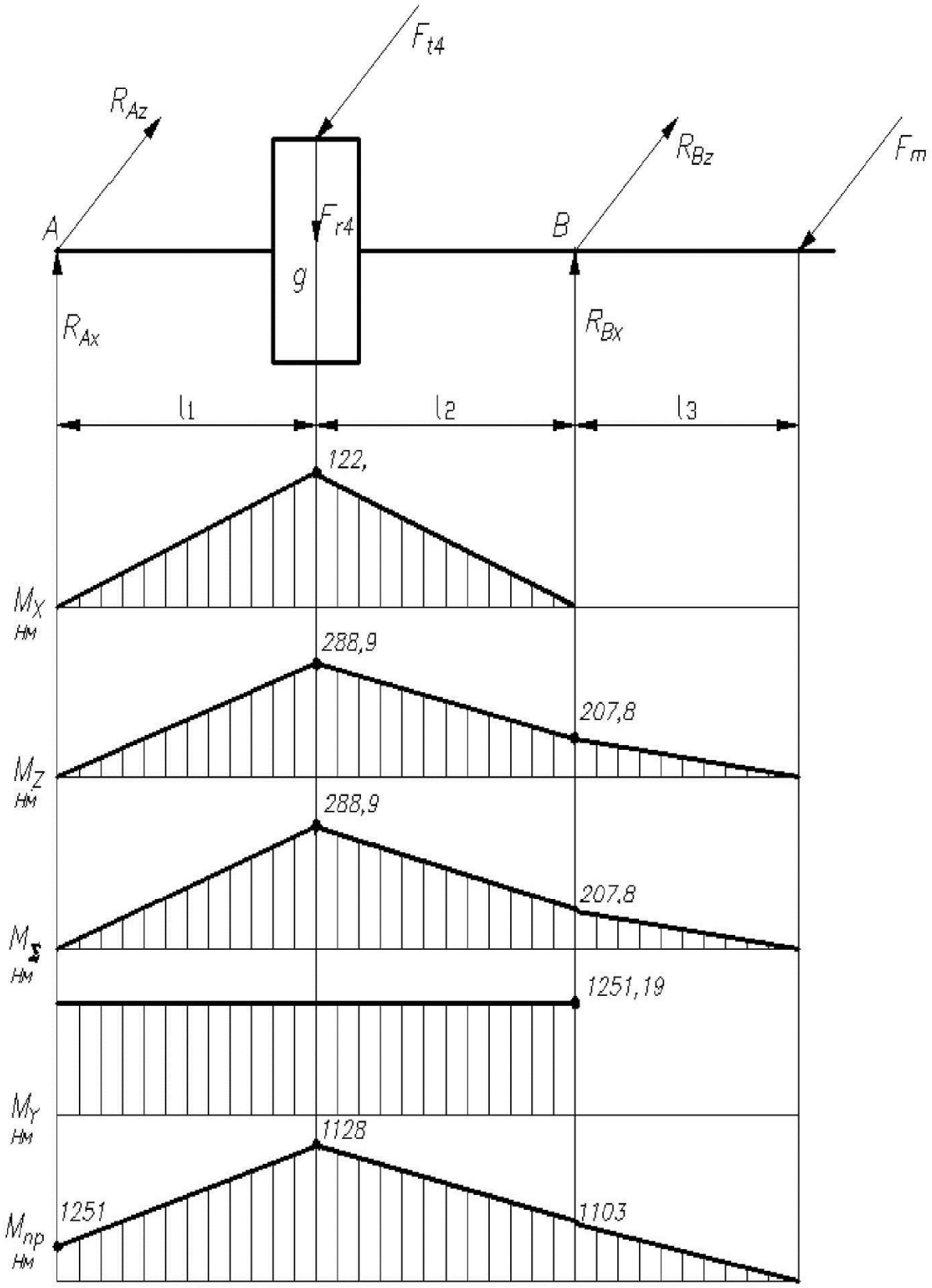


Рис. 1.12. Эпюры моментов тихоходного вала.

2. Проверочный расчёт подшипников качения.

Подбор подшипников качения производят для обеих опор вала. В редукторах для обеих опор принимают подшипники одного типа и одного размера. Подбор проводят по более нагруженной опоре. Если из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее определить какая опора более нагружена, то расчёт ведут параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок RE_1 и RE_2, по которым определяют более нагруженную опору.

2.1. Определение сил, нагружающих подшипники.

2.1.1. Определение радиальных реакций.

Радиальная реакция подшипника считается приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормали, проведённой через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка располагается посередине ширины подшипника [8, с.57, рис.4.1.а]

Для радиально-упорных подшипников расстояние “а” между этой точкой и торцом подшипника может быть определено графически [8,с.57,рис.41] или аналитически по следующим формулам:

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

$a=0{,}5\ [B+\frac{d+D}{2}*\mathrm{tg}\alpha]$;

подшипники роликовые конические однорядные:

$a=0{,}5\ [T+\frac{d+D}{3}\mathrm{tg}]$

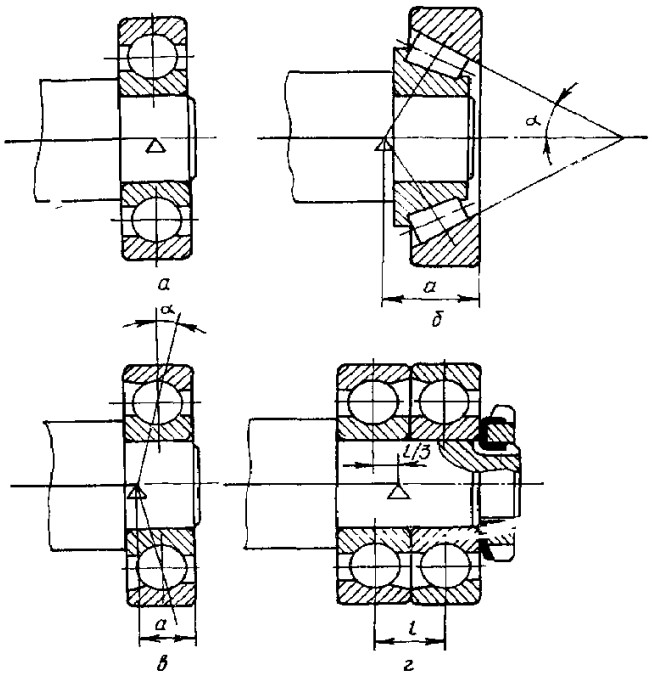


Рис 2.1. Расположение расчётных точек опор

Ширину колец B, монтажную высоту T, параметр нагружения e, угол контакта α, а также d и D принимают по [2, с.421-424]

Аналогичным образом ведётся расчёт и в случае если в опоре установлены двойной подшипник или два одинаковых подшипника, но затяжка подшипника такова, что одновременно работает только один ряд тел качения. Если затяжка такова что работают оба ряда тел качения и осевая нагрузка должна учитываться при расчёте, условным местом приложения реакции считают точку, отстоящую от середины подшипника, который воспринимает осевую нагрузку, на 1/3 расстояния между рядами тел качения. [8, с.57, рис.41, е]. Приближенно допускается совмещение расчётного положения опоры с серединой подшипника, воспринимающего осевую нагрузки. Если осевая нагрузка при расчёте подшипника учитываться не должна, расчётная точка опоры размещается между подшипника.

2.2. Определение осевых нагрузок

При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила Ra, нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе Fa, действующей на вал.

При установке вала на радиально-упорных подшипниках, осевые силы Ra, нагружающие подшипники, находят с учётом осевых составляющих Rs от действия радиальных нагрузок Rr

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта α<18°:

$Rs=e'* R_s$

В этих подшипниках действительный угол контакта отличается от начального и зависит от Rr, Ra, и Cor. Поэтому коэффициент e′ принимают по графику (рис.2.2.) в зависимости от отношения Rr/Cor [8, с.58, рис.42]

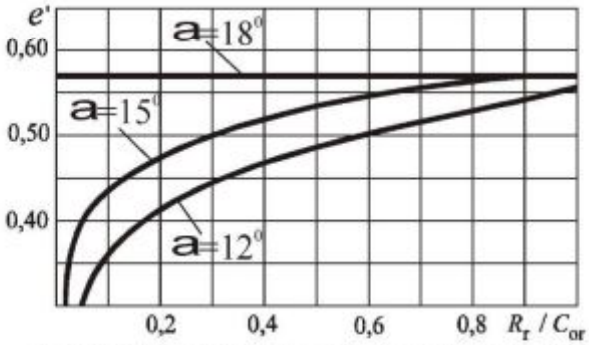


Рис 2.2 Коэффициент минимальной осевой нагрузки.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта α≥18°:

$e'=e$ и $R_s=eR_s$

Значение коэффициента ℓ принимают по таблице 2.1. [7, с.59, табл.20]

Таблица 2.1

Коэффициенты e, X, Y

α	iR_r / C_{or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
		$R_a / VR_r > e$		$R_a / VR_r \le e$		$R_a / VR_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
0^0	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,29
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
12^0	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
	0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
	0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
	0,57		1,00		1,16		1,62	0,54
26^0		0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
36^0		0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Для конических роликовых подшипников e′=0,83e и Rs=0,83Rr. Значения e принимают по таблице 2.1.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо чтобы в каждой опоре осевая сила, нагружающая подшипник, была бы не меньше осевой составляющей от действия радиальных нагрузок, т.е.

$Ra_1 \ge Rs_1$ и $Ra_2 \ge Rs_2$ (рис. 2.3.)

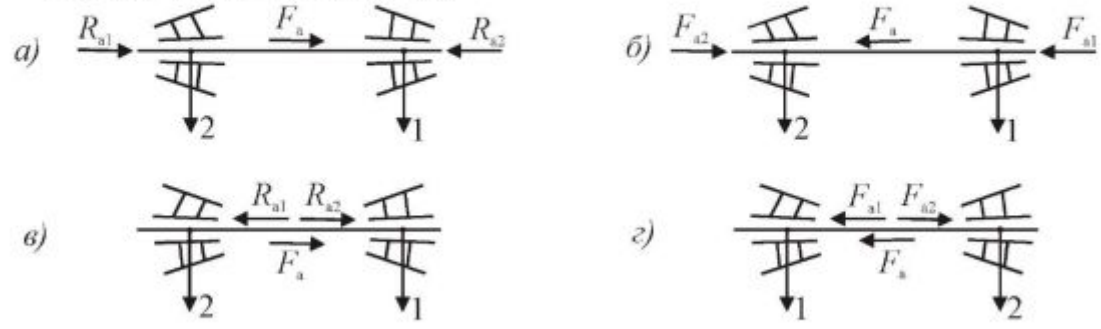


Рис 2.3. Расчётные схемы нагружения валов.

При этом должно соблюдаться условие равновесия вала, например (рис.2.3,а): Ra_1 +Fa-Ra_2 =0.

В таблице 2.2 приведены формулы для определения осевых сил Ra_1 и Ra_2 в отдельных частных случаях.

Опоры 1 и 2 обозначены в соответствии со схемами нагружения вала (рис.2.3)

Таблица 2.2

Формулы для определения осевых сил

Условия нагрузки	Осевые силы
$R_{s1} \geq R_{s2};\ F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1};$ $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2};$ $F_a > R_{s2} - R_{s1}$	
$R_{s1} < R_{s2};$ $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2};$ $R_{a1} = R_{s2} - F_a$

2.3. Подбор подшипников по динамической грузоподъёмности.

Подбор подшипников производят для обеих опор вала. В редукторах для обеих опор применяют подшипники одного типа и одного размера. Подбор производят по более нагруженной опоре. Если из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее определить какая опора более нагружена, то расчёт ведут параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок Re_1 и Re_2, по которым определяют более нагруженную опору.

Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке расчётной долговечности при заданных условиях работы. Расчёт проводят в такой последовательности:

1. Для предварительно выбранного подшипника выписывают следующие данные:

а) для шариковых радиальных подшипников и радиально-упорных с углом контакта α<18° из ГОСТа значения Cr и Cor.

б) для шариковых радиально-упорных с углом контакта α≥18° из ГОСТа значение Cr, а из таблицы 2.1 значения X,Y и e.

2. Определяют осевые составляющие Rs и осевые силы Ra.

3. Для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта α<18° по таблице 2.1 в зависимости от отношения Ra/Cor находять значения X,Y и e.

4. Сравнивают отношение Ra/V*R_2 с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X,Y. При Ra/vRr ≤ e принимают X=1 и Y=0.

Ra/vRr > e для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных окончательно принимают записанные ранее значения коэффициентов X,Y.

Для конических роликовых подшипников кроме записанного ранее значения коэффициента Y принимают коэффициент X=0,4.

5. Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку:

R_E =(V*X*Rr+Y*Ra)*KδKt,

где Rr - радиальная нагрузка на подшипник (суммарная опорная реакция),Н;

Ra - осевая нагрузка на подшипник, Н

V – коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца V=1)

X,Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

Kb – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника, принимают по таблице 2.3

Таблица 2.2

Коэффициент безопасности

№ п/п	Машины, оборудование и условия эксплуатации	L_{10h}	K_δ
1	2	3	4
1	Машины для краткосрочной или прерывистой эксплуатации: бытовое оборудование, строительные и монтажные краны и машины, тракторы.	$(3…8)\cdot10^3$	1,0…1,1
2	Машины того же назначения, что и в п.1, но с повышенными требованиями к надёжности: подъёмники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника.	$(8…12)\cdot10^3$	1,1…1,2
3	Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой: редукторы, стационарные электродвигатели, авиадвигатели.	$(10…25)\cdot10^3$	1,2…1,3
4	Машины того же назначения, что и в п.3, которые работают с полной нагрузкой: металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки, грейферные краны.	$(20…30)\cdot10^3$	1,3…1,4
5	Машины для сезонной работы; приборы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъёмники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы.	$(40…50)\cdot10^3$	1,5…1,7
6	Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы.	$(60...100)\cdot10^3$	1,7…2,0

1	2	3	4
7	Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные электромашины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздуходувки, коренные подшипники судовых двигателей	Приблизи-тельно 10^5	2,0…2,5

Kt – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника (при t<100°C Kt=1,0) принимают по таблице 2.4.

Таблица 2.4

Коэффициент k_t

Рабочая температура подшипника, ^0C	До 100	125	150	175	200	225	250
Температурный коэффициент k_t	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

6. Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

Стреб = $\mathrm{Re}\sqrt[m]{573 * Ln / 10^6}$,

где w-угловая скорость вала, 1/с,

Ln - требуемый ресурс, час.

Для подшипников шариковых m=3, роликовых – m=10/3.

7. Оценивают пригодность намеченного типоразмера подшипника по условию.

$$\text{Стреб} \le \text{Cr}.$$

8. Определяют ресурс предварительно выбранного подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{573w}\left(\frac{Cr}{\mathrm{Re}}\right)^m$$

Расчётная долговечность подшипника должна быть больше заданной.

$L > L_h$

2.4. Примеры проверочных расчётов подшипников качения редукторов.

2.4.1. Двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью

Схема 02

Быстроходный вал.

По условиям работы подшипникового узла намечают для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 206. Для этих подшипников находят выписывают динамическую радиальную грузоподъемность $C_r = 15{,}3$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{ar} = 10{,}2$ кН [10,с.24, п.1]

Суммарная радиальная нагрузка на подшипники

$R_{r1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$

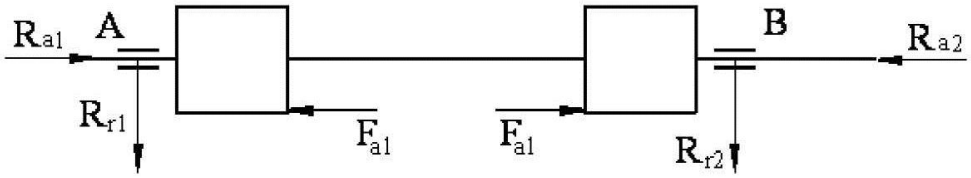
$R_{r1} = R_A = \sqrt{440{,}8^2 + (-134)^2} = 460{,}72H$;

$R_{r2} = R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$

$R_{r2} = R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{(-14{,}8)^2 + (-134)^2} = 134{,}81H$.

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Из условия равновесия вала



$R_{a1} = R_{a2} = 0$.

Выписывают x=1 y=0.

Подшипник опоры 1 более нагружен ,чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет проводят для подшипника опоры 1.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$R_E = (V \cdot x \cdot R_2 + y \cdot R_A) k_\delta \cdot k_t$,

где V – коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца V=1)

По [10,с.17 табл.6.1] в соответствии с условием работы подшипника принимают:

k_δ=1,2 - коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника;

k_t=1 - коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника [10,с.18,табл.6.2]

$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 460{,}72 + 0) 1{,}2 \cdot 1 = 552{,}9H$.

Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_{mp} = R_e \sqrt[m]{573 \cdot \varpi \frac{L_h}{10^6}}$$

где ω –угловая скорость вала;

$\omega = 149{,}67 рад/с$;

L_h - требуемый ресурс подшипника.

Для шариковых подшипников m = 3.

$$C_{mp} = 552{,}9 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 149{,}67 \frac{19 \cdot 10^3}{10^6}} = 8500 Н;$$

$C_{mp} < C_r$

$8{,}5 кН < 15{,}3 кН$.

Следовательно, принятый подшипник 206 удовлетворяет заданному режиму работы.

Определяют ресурс предварительно выбранного радиального подшипника серии 207

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\varpi}\left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 149{,}67}\left(\frac{15{,}3}{0{,}55}\right)^3 = 168 \cdot 10^3 час$$

Так как расчетная долговечность подшипника больше ($L_{10h} = 168323 > L_h = 19000$ч.), то подшипник легкой серии 206 подходит.

Промежуточный вал.

По условиям работы подшипникового узла намечают для обеих опор шариковый радиальный подшипник легкой серии 207.

Для этих подшипников выписывают базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_r = 20{,}1$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{or} = 13{,}9$ кН [10,с.24 табл.п1].

Суммарная радиальная нагрузка на подшипники

$R_{r1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$;

$R_{r1} = R_A = \sqrt{(-349)^2 + (-125)^2} = 370{,}71 H$;

$R_{r2} = R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$;

$R_{r2} = R_B = \sqrt{349^2 + (-125)^2} = 370{,}71 H$.

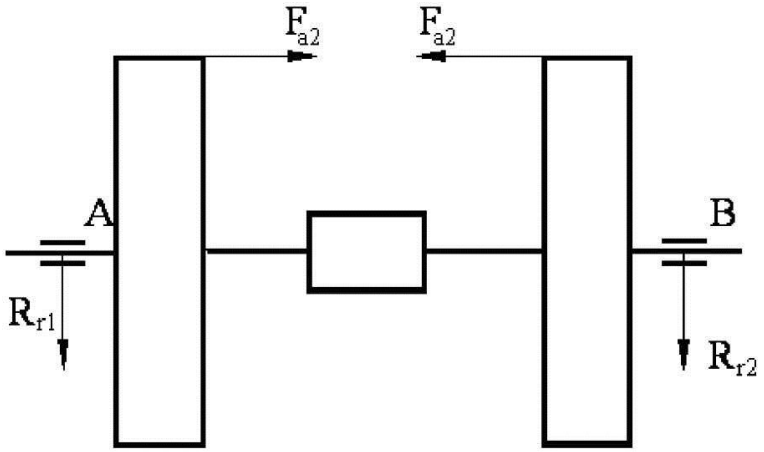
Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Из условия равновесия вала

$R_{a1} = R_{a2} = 0$.

Так как отношение $\frac{R_a}{C_{or}} = 0$, то значения коэффициентов x и y выписывают из [10,с.15 табл.1] x=1 y=0.

Подшипник опор 1 и 2 нагружены одинаково, поэтому дальнейший расчет производят для одного подшипника опоры.



Эквивалентная динамическая нагрузка

$R_E = (V \cdot x \cdot R_2 + y \cdot R_A)k_\delta \cdot k_t$,

где V=1 вращается внутреннее кольцо

По [10,с.17 табл.6.1] в соответствии с условием работы подшипника принимаю

k_δ=1 - коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника;

k_t=1 - коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника.

$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 370{,}71 + 0)1{,}2 \cdot 1 = 444{,}85H$.

Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника.

$C_{mp} = R_e \sqrt[m]{573 \cdot \varpi \frac{L_h}{10^6}}$,

где ω –угловая скорость вала;

$\omega = 37{,}41 рад/с$;

L_h - требуемый ресурс.

Для шариковых подшипников m = 3.

$C_{mp} = 444{,}85 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 37{,}41 \frac{19 \cdot 10^3}{10^6}} = 3292H$;

$C_{mp} < C_r$

$3{,}3кН < 20{,}1кН$.

Следовательно, принятый подшипник 207 удовлетворяет заданному режиму работы.

Определяют ресурс предварительно выбранного радиального подшипника серии 207

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\varpi}\left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m;$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 37{,}41}\left(\frac{20{,}1}{0{,}44}\right)^3 = 120 \cdot 10^3$$

Так как расчетная долговечность подшипника больше требуемой ($L_{10h} = 120047 > L_h = 19000$ ч.), то подшипник легкой серии 207 подходит.

Тихоходный вал.

По условиям работы подшипникового узла намечают для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 208.

Для этих подшипников находят базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_r = 25{,}7$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{ar} = 18{,}1$ кН [6,с.24,п1]

Суммарная радиальная нагрузка на подшипнике:

$R_{r1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$;

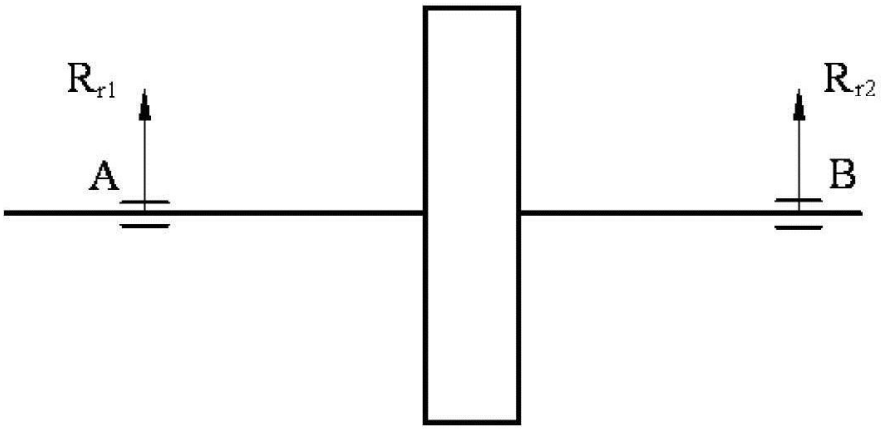
$R_{r1} = R_A = \sqrt{712^2 + (-3986)^2} = 4049H$;

$R_{r2} = R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$;

$R_{r2} = R_B = \sqrt{(-712)^2 + 1674^2} = 1819H.$

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Из условия равновесия вала



$R_{a1} = R_{a2} = 0$.

Из [8,с.15 табл.1] выписывают x=1 y=0.

Подшипник опоры 1 более нагружен, чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет выполняют для подшипника опоры 1.

Для шариковых радиальных подшипников с углом контакта α<18° по [10,с.16, табл.5.1] в зависимости от отношения $\frac{R_a}{VR_r}$ принимают значения X и Y.

При $\frac{R_a}{VR_r}$=0 принимают X_1=0 и Y_1=0

Эквивалентная динамическая нагрузка

$R_{E_1} = V \cdot X \cdot R_1 \cdot k_\delta \cdot k_t$;

По [10,с.17 табл.6.1] в соответствии с условием работы подшипника принимают

k_δ=1,2;

k_t=1.

$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 4049 \cdot 1,2 \cdot 1 = 4858,8H$.

Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника.

$C_{mp} = R_e \sqrt[m]{573 \cdot \varpi \frac{L_h}{10^6}}$,

где ω –угловая скорость вала;

$\omega = 16,62 рад/с$;

L_h - требуемый ресурс.

Для шариковых подшипников m = 3.

$C_{mp} = 4858,8 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 16,62 \frac{19 \cdot 10^3}{10^6}} = 25265$ Н;

$C_{mp} < C_r$

$25,3кН < 25,7кН$.

Следовательно, принятый подшипник 208 удовлетворяет заданному режиму работы.

Определяют ресурс предварительно выбранного радиального подшипника серии 208

$L_{10h} = \frac{10^6}{573\varpi}\left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m$;

$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 16,62}\left(\frac{25,7}{4,85}\right)^3 = 60,4 \cdot 10^3$

Так как расчетная долговечность подшипника больше требуемой ($L_{10h} = 60485 > L_h = 19000$ ч.), то подшипник легкой серии 208 подходит.

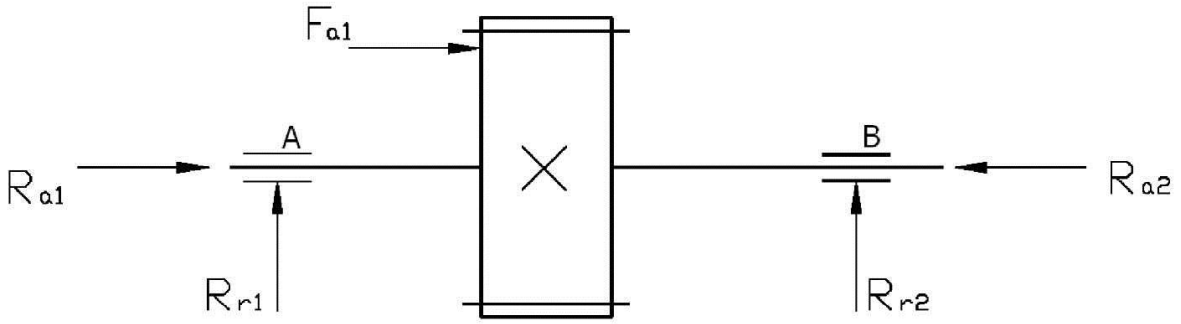
2.4.2 Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор.

Схема 03

Подбор подшипников проводят для обеих опор вала. В редукторе для двух опор применяют подшипники одного типа и размера. Подбор производят по более

нагруженной опоре. Если из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее определить какая опора более нагружена, то расчет ведут параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок R_{E1} и R_{E2} по которым определяют более нагруженную опору.

Быстроходный вал.



По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость, малая осевая нагрузка) намечают для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 207.

Для этих подшипников по [8, с.24, П1] выписывают базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 20{,}1$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{0r} = 13{,}9$ кН.

Суммарная радиальная нагрузка на подшипники:

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$;

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{0^2 + (613{,}9)^2} = 613{,}9\ H$;

$R_{r_2} = R_C = \sqrt{R_{CY}^2 + R_{CX}^2}$;

$R_{r_2} = R_C = \sqrt{0^2 + (1616)^2} = 1616\ H$;

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Из условия равновесия вала:

$R_{a1} - R_{a2} = 0$

$R_{a2} = 0$

Подшипник опоры 2 более нагружен, чем подшипник опоры 1, поэтому дальнейший расчет проводят для подшипника опоры 2.

Для шариковых радиальных подшипников с углом контакта α<18° по [10,с.15, табл.1.5] в зависимости от отношения $\frac{R_a}{VR_r}$ находят значения X и Y.

При $\frac{R_a}{VR_r} = 0$ принимают X=1 и Y=0

где V–коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца подшипника, $V = 1$).

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник опоры:

$R_{E2} = V \cdot X \cdot R_{r2} \cdot k_\delta \cdot k_t$,

где k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника, для редукторов $k_\delta = 1{,}2$ [10,с.17,табл.6.1];

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника, при температуре до 100°C $k_t = 1$ [10, с.18, табл.6.2].

$R_E = 1 \cdot 1 \cdot 1616 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 1939.2$ Н.

Расчетная (требуемая) динамическая радиальная грузоподъемность подшипника:

$$C_{треб} = R_E \cdot \sqrt[m]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$$

где ω – угловая скорость вала, $\omega = 60.5\, рад/с$;

L_h – требуемый ресурс, $L_h = 22 \cdot 10^3\ час$;

m –коэффициент, для шариковых подшипников $m = 3$.

$$C_{треб} = 1939.2 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 60{,}5 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 17.7\, kH;$$

$C_{треб} < C_r = 20.1\ кН$.

Условие пригодности соблюдается. Принятый подшипник 207 удовлетворяет заданному режиму работы.

Для опоры 1 принимают тот же подшипник 207.

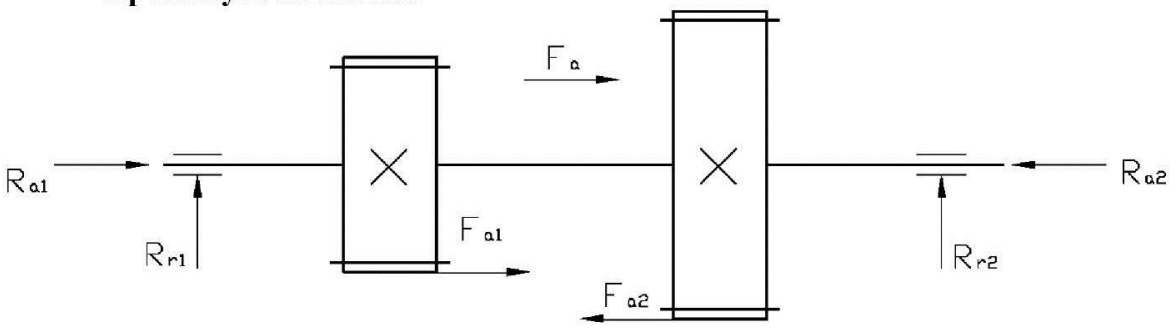
Ресурс предварительно выбранного шарикового радиального подшипника легкой серии 207:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m;$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 60{,}5} \cdot \left(\frac{20{,}1 \cdot 10^3}{1939{,}2}\right)^3 = 32{,}1 \cdot 10^3\ час.$$

Так как расчетная долговечность несколько больше требуемой ($L_{10h} = 32{,}1 \cdot 10^3 > L_h = 22 \cdot 10^3$), то принятый подшипник 207 пригоден.

Промежуточный вал.



По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость, малая осевая нагрузка) выбирают для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 207.

Для этих подшипников по [10, с.24, П1] находят базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 20{,}1$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{0r} = 13{,}9$ кН.

Суммарная радиальная нагрузка:

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$;

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{(4034{,}23)^2 + (1497{,}40)^2} = 4303{,}16\ H$;

$R_{r_2} = R_D = \sqrt{R_{DY}^2 + R_{DX}^2}$;

$R_{r_2} = R_D = \sqrt{(2168{,}76)^2 + (796{,}13)^2} = 2310{,}27\ H$.

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Поскольку сразу невозможно определить, какой из двух подшипников более нагружен, то ведут параллельный расчет для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок R_{E1} и R_{E2} по которым и определяют более нагруженную опору.

Из условия равновесия вала:

$R_{a1}=0$

$R_{a2}=F_a=F_{a1}-F_{a2}=358.5-203=155.5$ Н

Отношение $\frac{R_{a2}}{C_{0_r}} = \frac{155{,}5}{13.9 \cdot 10^3} = 0{,}011$.

По [8, с.15, табл. 2.1]:

X=0,56;

Y=2,37;

e=0,19.

Вычисляют отношение:

$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r_1}} = \frac{0}{1 \cdot 4303.16} = 0 < e = 0.19$;

$\frac{R_a}{V \cdot R_{r_2}} = \frac{155{,}5}{1 \cdot 2310} = 0.07 < e = 0.19$,

где V–коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца подшипника, $V = 1$).

По [10, с.15, табл. 5.1] окончательно принимают X=1; Y=0.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot k_\delta \cdot k_t$,

где R_a – осевая сила; $R_a = F_{a_2} = 155{,}5H$;

k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника, для редукторов $k_\delta = 1{,}2$ [10,с.17,табл.6.1];

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника [10,с.18,табл.6.2];

$R_{E_1} = (1 \cdot 1 \cdot 4764.2{,}16 + 0 \cdot 155.5) \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 5717$ Н;

$R_{E2} = (1 \cdot 1 \cdot 2159 + 0 \cdot 155.5) \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 2591$Н.

Поскольку $R_{E1} > R_{E2}$, то подшипник опоры 1 более нагружен, чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет проводят для подшипника опоры 1.

Расчетная (требуемая) динамическая радиальная грузоподъемность подшипника:

$$C_{треб} = R_{E_1} \cdot \sqrt[m]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$$

где ω – угловая скорость вала, $\omega = 17$ *рад/с*;

L_h – требуемый ресурс, $L_h = 22 \cdot 10^3$ *час*;

m –коэффициент, для шариковых подшипников $m = 3$.

$$C_{треб} = 5717 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 17 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 33{,}8 \text{ кН};$$

$$C_{треб} > C_r = 20{,}1 \text{ кН}.$$

Так как $C_{треб} >> C_r$, то заменяют шарикоподшипник однорядный радиальный легкой серии 207 на 2307 подшипник роликовый однорядный с короткими цилиндрическими роликами средней серии, у которого $C_r = 34{,}1$ *кН*

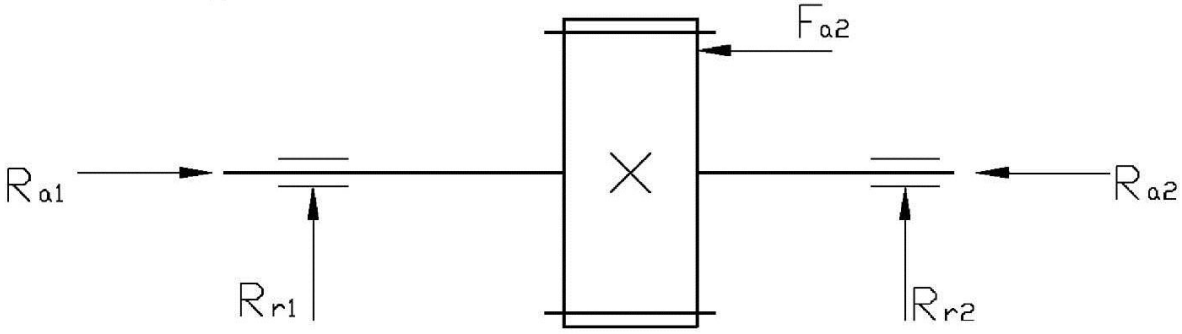
Ресурс предварительно выбранного подшипника:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m;$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 17} \cdot \left(\frac{34{,}1 \cdot 10^3}{5717} \right)^3 = 23{,}3 \cdot 10^3 \text{ час}.$$

Так как расчетная долговечность несколько больше требуемой ($L_{10h} = 23{,}3 \cdot 10^3 > L_h = 22 \cdot 10^3$), то принятый подшипник 2307 пригоден.

Тихоходный вал.



По условиям работы подшипникового узла (небольшая угловая скорость, малая осевая нагрузка) выбирают для обеих опор наиболее дешевый шариковый радиальный подшипник легкой серии 210.

Для этих подшипников [10, с.24, П1] находят базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 27{,}5$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{0r} = 20{,}2$ кН.

Суммарная радиальная нагрузка:

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}$;

$R_{r_1} = R_A = \sqrt{(3377{,}9)^2 + (777{,}7)^2} = 3466\ H$;

$R_{r_2} = R_D = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}$;

$R_{r_2} = R_D = \sqrt{(1334.7)^2 + (777.7)^2} = 1545\ H$.

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_S = 0$.

Из условия равновесия вала:

$R_{a1}=F_{a2}=358{,}5$ Н;

$R_{a2}=0$.

Подшипник опоры 1 более нагружен, чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет проводят для подшипника опоры 1.

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X и Y находят по [10,с.15,табл.5.1] в зависимости от отношения

$$\frac{R_{a1}}{C_{0r}} = \frac{358{,}5}{20{,}2 \cdot 10^3} = 0.018.$$

По [8, с.15, табл. 2.1]:

X=0,56;

Y=2,3;

e=0,205.

Сравнивают отношение $\frac{R_a}{V \cdot R_{r_2}}$ с коэффициентом e:

$$\frac{R_a}{V \cdot R_{r_2}} = \frac{358{,}5}{1 \cdot 3466} = 0.1 < e = 0.205,$$

где V–коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое кольцо вращается (при вращении внутреннего кольца подшипника, $V = 1$).

Окончательно принимают X=1; Y=0.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot k_\delta \cdot k_t$,

где k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника, для редукторов $k_\delta = 1{,}2$ [10, с.17, табл.6.1];

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника, [10, с.17, табл.6.2];

$R_E = (1 \cdot 1 \cdot 3466 + 0 \cdot 0) \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 4159$ Н.

Расчетная (требуемая) динамическая радиальная грузоподъемность подшипника:

$$C_{треб} = R_E \cdot \sqrt[m]{573 \cdot \omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$$

где ω – угловая скорость вала, $\omega = 6\,рад/с$;

L_h – требуемый ресурс, $L_h = 22 \cdot 10^3\ час$;

m –коэффициент, для шариковых подшипников $m = 3$.

$$C_{треб} = 4159 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 6 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 17.6\,kH;$$

$C_{треб} < C_r = 27{,}5\ кН$.

Условие пригодности соблюдается. Принятый подшипник 210 удовлетворяет заданному режиму работы.

Для опоры 2 принимают тот же подшипник 210.

Ресурс предварительно выбранного шарикового радиального подшипника легкой серии 210:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m;$$

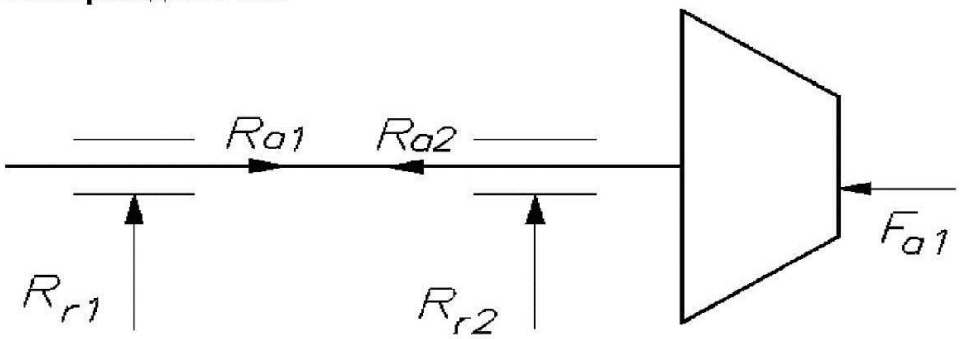
$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot 6} \cdot \left(\frac{27{,}5 \cdot 10^3}{4159} \right)^3 = 84{,}1 \cdot 10^3\ час.$$

Так как расчетная долговечность несколько больше требуемой ($L_{10h} = 84{,}1 \cdot 10^3 > L_h = 22 \cdot 10^3$), то принятый подшипник 210 пригоден.

2.4.3 Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор

В редукторе для обеих опор производят подбор подшипников одного типа и размера по более нагруженной опоре. Если из соотношения радиальных и осевых нагрузок было невозможно заранее определить, какая из опор более нагружена, то расчет проводят параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок R_{E1} и R_{E2}, по которым определял наиболее нагруженную опору.

Быстроходный вал



Конические зубчатые колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому для опор вала конической шестерни рекомендуется применять конические роликовые подшипники.

Для обеих опор вала предварительно намечают подшипник роликовый конический однорядный легкой серии 7207.

Радиальные нагрузки на подшипники

$R_{r1} = R_A = 2547\ H;$

$R_{r2} = R_B = 3878\ H.$

При установке вала на радиальных упорных подшипниках осевые силы R_{a1} и R_{a2}, нагружающие подшипники находят с учетом осевых составляющих R_s от действия радиальных нагрузок R_r.

По [10,с.29,П6] выписывают базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 35,2KH$, коэффициенты $e = 0,37$ и $Y = 1,62$.

Для конических роликовых подшипников осевые составляющие

$R_s = 0,83eR_r.$

$R_{s1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2547 = 782\ H;$

$R_{s2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 3878 = 1191\ H.$

Т.к. в данном случае $R_{s1} < R_{s2}$ и $F_{a1} = 230 < R_{s2} - R_{s1} = 409$, то по [10, с. 16, табл. 5.2] расчетные осевые силы R_{a1} и R_{a2}:

$R_{a2} = R_{s2} = 1191\ H;$

$R_{a1} = R_{a2} - F_{a1} = 1191 - 230 = 961\ H.$

Определяют коэффициенты радиальных и осевых нагрузок:

для каждой опоры вычисляют отношение $\frac{R_a}{VR_r}$,

где $V = 1$ – т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника.

Опора 1:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{961}{2547} = 0,377 > e = 0,37.$$

Следовательно, осевая сила R_{a1}, будет влиять на эквивалентную динамическую нагрузку R_{E1} опоры. Поэтому для подшипника опоры 1 окончательно принимают $X_1 = 0,4$ [10, с. 17], $Y_1 = 1,62$

Опора 2:

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1191}{3878} = 0,30 < e = 0,37.$$

Для этой опоры при подсчете эквивалентной динамической нагрузки R_{E2} осевую силу R_{a2} не надо учитывать. Поэтому для подшипника опоры 2 принимают $X_2 = 1$, $Y_2 = 0$ [10, с. 17].

Эквивалентная динамическая нагрузка в опорах 1 и 2

$R_E = (VXR_r + YR_a)k_\delta k_t,$

где k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_\delta = 1,2$. Принимают по [10, с. 17, табл. 6.1].

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_t = 1$. Принимают по [10, с. 18, табл. 6.2].

$R_{E1} = (1 \cdot 0{,}4 \cdot 2547 + 1{,}62 \cdot 961) 1{,}2 \cdot 1 = 3091\ H;$

$R_{E2} = (1 \cdot 1 \cdot 3878 + 0 \cdot 1191) 1{,}2 \cdot 1 = 4654\ H.$

Опора 2 более нагружена $(R_{E1} < R_{E2})$, по которой и ведут дальнейший расчет подшипника.

Требуемая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника

$$C_{треб} = R_{E2} \sqrt[m]{573\omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$$

где ω – угловая скорость вала,

L_h – требуемый ресурс,

$m = \frac{10}{3}$ – для роликовых подшипников.

$$C_{треб} = 4654 \sqrt[\frac{10}{3}]{573 \cdot 61 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 34{,}1\ кН.$$

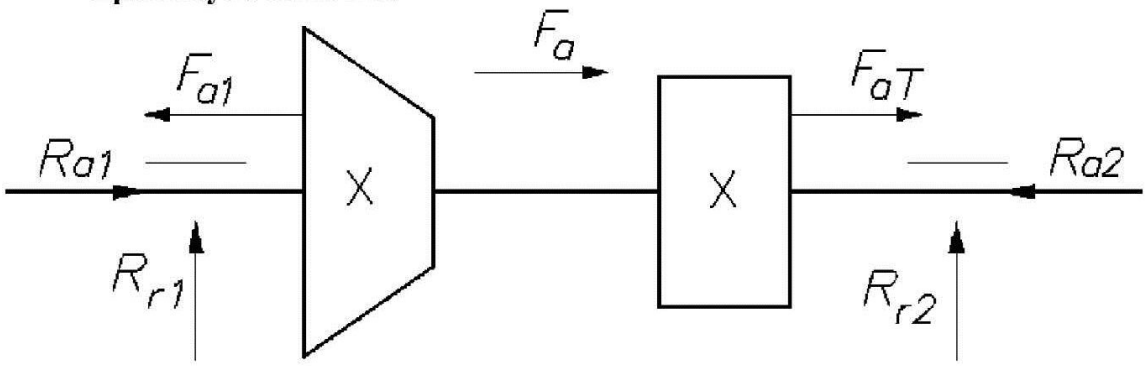
Условие пригодности соблюдается $(C_{треб} < C_r)$. Принятый подшипник 7207 удовлетворяет заданному режиму работы. Для опоры 1 принимают тот же подшипник.

Определяют ресурс предварительно выбранного конического роликового подшипника 7207

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\omega}\left(\frac{C_r}{R_{E2}}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{573 \cdot 61}\left(\frac{35{,}2 \cdot 10^3}{4654}\right)^{\frac{10}{3}} = 24297\ ч.$$

Расчетная долговечность несколько превышает требуемую, что удовлетворяет условию $L_{10h} > L_h$.

Промежуточный вал



Конические зубчатые колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому для опор вала, на котором сидит коническое колесо, рекомендуется применять конические роликовые подшипники.

Для обеих опор вала предварительно намечают подшипник роликовый конический однорядный легкой серии 7207.

Радиальные нагрузки на подшипниках [ ]:

$R_{r1} = R_A = 597\ H;$

$R_{r2} = R_B = 4269\ H.$

При установке вала на радиальных упорных подшипниках осевые силы R_{a1} и R_{a2}, нагружающие подшипники находят с учетом осевых составляющих R_s от действия радиальных нагрузок R_r.

По [10, с. 29] находят базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 35{,}2$, кН коэффициенты $e = 0{,}37$ и $Y = 1{,}62$.

Для конических роликовых подшипников осевые составляющие

$R_s = 0{,}83eR_r.$

$R_{s1} = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 597 = 183\ H;$

$R_{s2} = 0{,}83 \cdot 0{,}37 \cdot 4269 = 1311\ H.$

Т.к. в данном случае $R_{s1} < R_{s2}$ и $F_a = 156 < R_{s2} - R_{s1} = 1128$, то по [7, с. 16, табл. 5.2] расчетные осевые силы R_{a1} и R_{a2}:

$R_{a2} = R_{s2} = 1311\ H;$

$R_{a1} = R_{a2} - F_a = 1311 - 156 = 1155\ H.$

Коэффициенты радиальных и осевых нагрузок для каждой опоры вычисляют по отношению $\frac{R_a}{VR_r}$,

где $V = 1$ (вращается только внутреннее кольцо подшипника)

Опора 1:

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{1155}{597} = 1{,}93 > e = 0{,}37.$$

Следовательно, осевая сила R_{a1}, будет влиять на эквивалентную динамическую нагрузку R_{E1} опоры. Поэтому для подшипника опоры 1 принимают $X_1 = 0{,}4$ [10, с. 17], $Y_1 = 1{,}62$, записанное ранее

Опора 2:

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = \frac{1311}{4269} = 0{,}30 < e = 0{,}37.$$

Для этой опоры при подсчете эквивалентной динамической нагрузки R_{E2} осевую силу R_{a2} не надо учитывать. Поэтому для подшипника опоры 2 принимают $X_2 = 1$, $Y_2 = 0$ [10, с. 17].

Эквивалентная динамическая нагрузка в опорах 1 и 2

$R_E = (VXR_r + YR_a)k_\delta k_t,$

где k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_\delta = 1{,}2$. Принимают по [10, с. 17, табл. 6.1].

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_t = 1$. Принимают по [10, с. 18, табл. 6.1].

$R_{E1} = (1 \cdot 0{,}4 \cdot 597 + 1{,}62 \cdot 1155) 1{,}2 \cdot 1 = 2532\ H;$

$R_{E2} = (1 \cdot 1 \cdot 4269 + 0 \cdot 1311) 1{,}2 \cdot 1 = 5123\ H.$

Опора 2 более нагружена $(R_{E1} < R_{E2})$, дальнейший расчет подшипника ведут для этой опоры.

Требуемая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника

$$C_{треб} = R_{E2} \sqrt[m]{573\omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$$

где ω – угловая скорость вала,

L_h – требуемый ресурс,

$m = \frac{10}{3}$ – для роликовых подшипников.

$$C_{треб} = 5123 \sqrt[\frac{10}{3}]{573 \cdot 19{,}33 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 26{,}6\ кН.$$

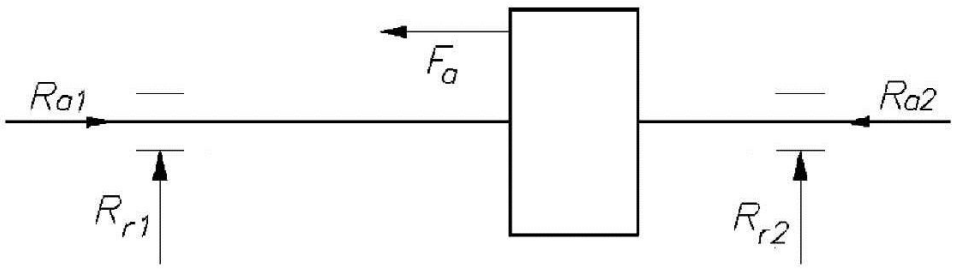
Условие пригодности соблюдается $(C_{треб} < C_r)$. Принятый подшипник 7207 удовлетворяет заданному режиму работы. Для опоры 1 принимают такой же подшипник.

Определяют ресурс предварительно выбранного конического роликового подшипника 7207

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\omega}\left(\frac{C_r}{R_{E2}}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{573 \cdot 19{,}33}\left(\frac{35{,}2 \cdot 10^3}{5123}\right)^{\frac{10}{3}} = 55676\ ч.$$

Расчетная долговечность превышает требуемую, что удовлетворяет условию $L_{10h} > L_h$.

Тихоходный вал



Для обеих опор вала предварительно намечают подшипник шариковый радиальный легкой серии 211.

Радиальные нагрузки на подшипники:

$R_{r1} = R_A = 5104\ H;$

$R_{r2} = R_B = 3140\ H.$

По [10, с. 24] выписывают базовую динамическую грузоподъемность $C_r = 34$ кН и базовую статическую радиальную грузоподъемность $C_{0r} = 25{,}6$.

Т.к. подшипники радиальные, то осевые составляющие $R_s = 0$.

Из условия равновесия вала

$R_{a1} = F_a = 887\ H, \quad R_{a2} = 0$

Подшипник опоры 1 более нагружен, чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет произвел для подшипника опоры 1.

По отношению $\frac{R_{a1}}{C_{0r}} = \frac{887}{34000} = 0{,}026.$

из [10, с. 15, табл. 5.1] интерполируя, выбирают $X = 0{,}56, Y = 2{,}05, e = 0{,}21.$

Сравнивают отношение $\frac{R_a}{VR_r}$,

где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника) с коэффициентом e по [10,с.17]

$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{887}{5104} = 0{,}17 < e = 0{,}21.$

и окончательно принимают $X = 1, Y = 0.$

Эквивалентная динамическая нагрузка

$R_E = (VXR_{r1} + YR_a)k_\delta k_\tau,$

где k_δ – коэффициент безопасности, учитывающий влияние характера нагрузки на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_\delta = 1{,}2$. Принимают по [10, с. 17, табл. 6.1].

k_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника; в соответствии с условиями работы подшипника $k_t = 1$, принимают по [10, с. 18, табл. 6.2].

$R_{E1} = (1 \cdot 1 \cdot 5104 + 0 \cdot 887)1{,}2 \cdot 1 = 6125\ H.$

Требуемая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника

$C_{треб} = R_{E1}\sqrt[m]{573\omega \cdot \frac{L_h}{10^6}},$

где ω угловая скорость вала,

L_h – требуемый ресурс,

$m = 3$ – для шариковых подшипников.

$C_{треб} = 6125 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 5{,}44 \cdot \frac{22 \cdot 10^3}{10^6}} = 25{,}07\ кН.$

Условие пригодности соблюдается $(C_{треб} < C_r)$. Принятый подшипник 211 удовлетворяет заданному режиму работы. Для опоры 2 принимают подшипник 211.

Определяют ресурс предварительно выбранного шарикового радиального подшипника 211

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573\omega}\left(\frac{C_r}{R_{E1}}\right)^3 = \frac{10^6}{573 \cdot 5{,}44}\left(\frac{34 \cdot 10^3}{6125}\right)^3 = 54873\ ч.$$

Расчетная долговечность превышает требуемую, что удовлетворяет условию $L_{10h} > L_h$.

3.Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Диаметры валов назначил в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку. Все мазеудерживающие кольца выполнил так, чтобы они выступали внутрь корпуса на 1 – 2 *мм*, тем самым, выполняя роль и маслоотбрасывающих колец.

3.1 Двухступенчатый цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной передачей.

Схема 02

Конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Порядок выполнения следующий: вычерчивают зубчатые колеса и валы по конструктивным размерам найденным ранее. Шестерню выполняют за одно целое с валом или насадной согласно предыдущим расчётам.

Конструируют узел ведущего вала:

а) наносят осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии l_1 Используя эти осевые линии, вычерчивают в разрезе подшипники качения.

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчивают мазеудерживающее кольцо. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1-2мм от внутренней стенки. В этом случае эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливают на тот же диаметр, что и подшипники. Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников.

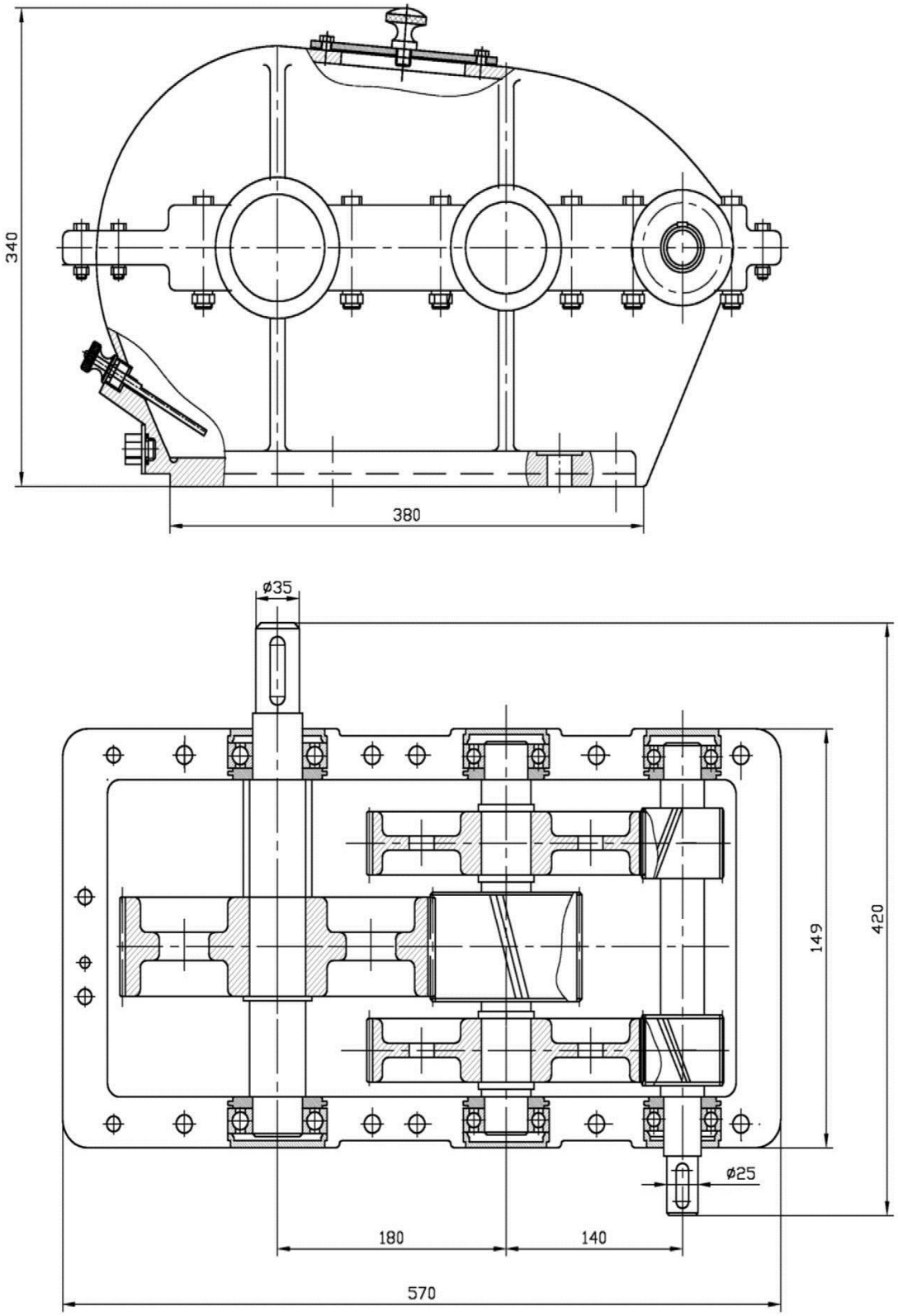


Рис. 3.1 Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной быстроходной передачей

в) вычерчивают крышки подшипников с уплотнительными прокладками толщиной около 1мм и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема.

г) переход вала диаметром 30мм к присоединительному кольцу диаметром 25мм выполняют на расстоянии 10-15мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты или шкива ременной передачи не задевала за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала определяется шириной ступицы шкива передачи.

Аналогично конструируют узел промежуточного и тихоходного валов. При этом необходимо обратить внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатых колес в осевом направлении предусматривают буртики с одной стороны и установку распорной втулки с другой; место перехода вала от колеса к подшипнику смещают на 2-3мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки, а не к заплечику вала.

б) вычерчивают подшипники, мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами.

Переход от диаметра 35мм к диаметру 40мм смещают на 2-3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к внутреннему кольцу подшипника. Это кольцо – между внутренним кольцом подшипника и ступицей звездочки – не допускает касания ступицы и сепаратора подшипника.

в) от осевого перемещения звёздочка фиксируется на валу торцевым креплением. Шайба принимается к торцу ступицы одним или двумя винтами. Следует обязательно предусмотреть зазор между торцом вала и шайбой в 2-3мм для натяга.

На ведущем, промежуточном и ведомом валах применяют шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчивают шпонки, принимая их длины на 5-10мм меньше длин ступицы.

Непосредственно измеряют, уточняют расстояние между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес и звёздочки относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняют реакции опор и вновь проверяют долговечность подшипников.

Компоновка цилиндрического редуктора (схема 01) выполняется аналогично схеме 02.

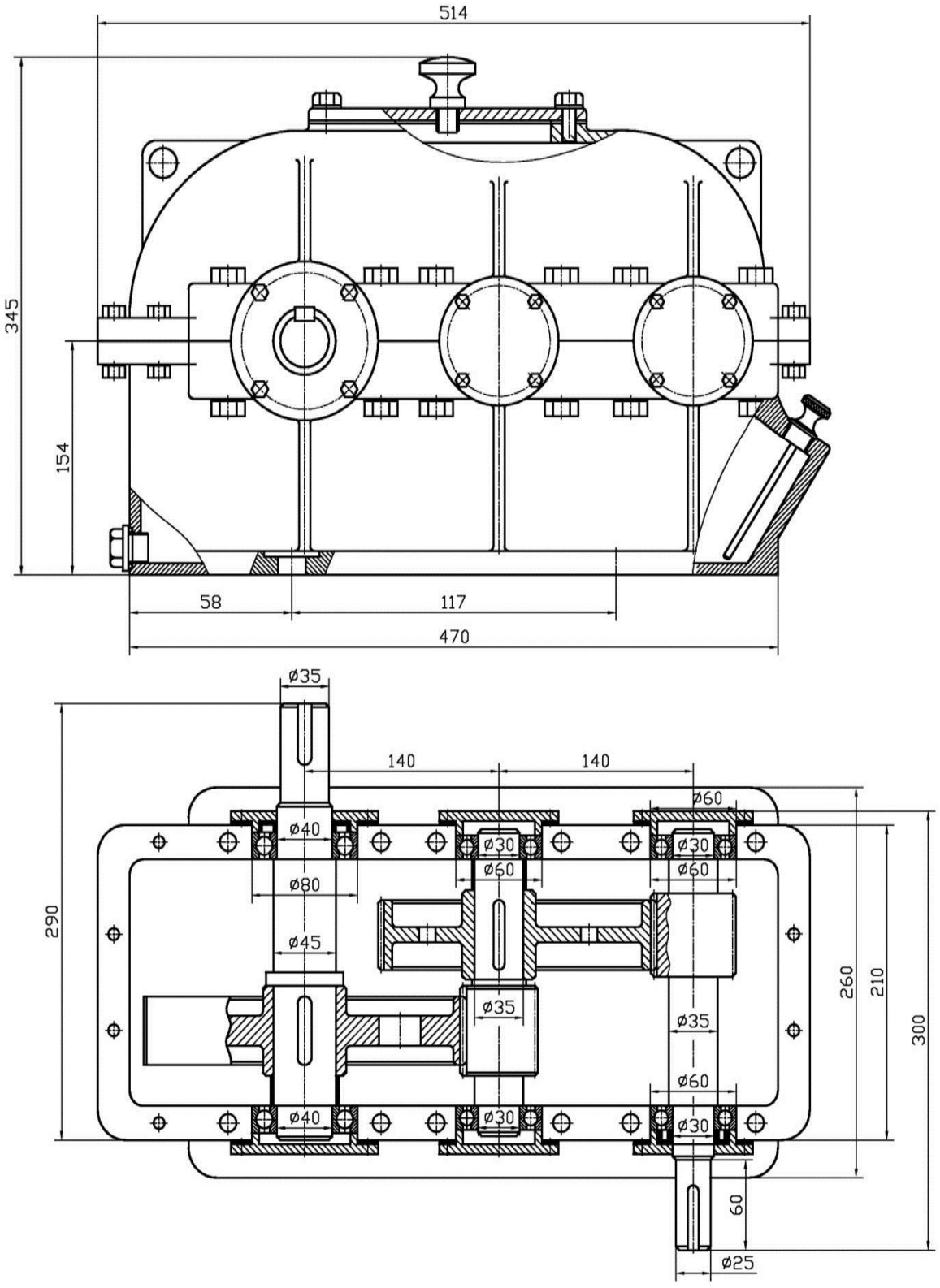


Рис. 3.2 Компоновка двухступенчатого цилиндрического редуктора

3.2 Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор.

Схема 03

Конструктивно оформляют зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготавливают данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Примерный порядок выполнения следующий.

Вычерчивают шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняют насадной на вал.

Конструируют узел быстроходного вала:

а) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчивают мазеудерживающие кольца. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1…2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец. Для уменьшения числа ступеней вала кольца устанавливают на тот же диаметр, что и подшипники ∅ 35 мм. Фиксация их в осевом направлении осуществляется заплечиками вала и торцами внутренних колец подшипников;

б) вычерчивают крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ~1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема;

в) переход вала ∅ 35 мм к присоединительному концу ∅ 30 мм выполняют на расстоянии 10—15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы шкив ременной передачи не задевал за головки болтов крепления крышки.

Длина присоединительного конца вала ∅ 30 мм определяется длиной шкива ременной передачи.

Аналогично конструируют узел промежуточного и тихоходного валов, учитывая что промежуточный вал не имеет выходных концов. Обратим внимание на следующие особенности:

а) для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматривают утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки - с другой; место перехода вала от ∅ 55 мм к ∅ 50 мм смещают на 2-3 мм внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудержнвающего кольца к торцу втулки;

б) отложив от середины редуктора расстояние l_2, проводят осевые линии и вычерчивают подшипники;

в) вычерчивают мазеудерживающие кольца, крышки подшипников с прокладками и болтами;

г) откладывают расстояние l_3 и вычерчивают муфту; муфта может быть смещена в одну сторону для того, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.

Переход от ∅ 50 мм к ∅ 45 мм смещают на 2-3 мм внутрь подшипника с тем, чтобы гарантировать прижатие кольца к внутреннему кольцу подшипника.

Это кольцо — между внутренним кольцом подшипника и муфтой - не допускает касания муфты и сепаратора подшипника;

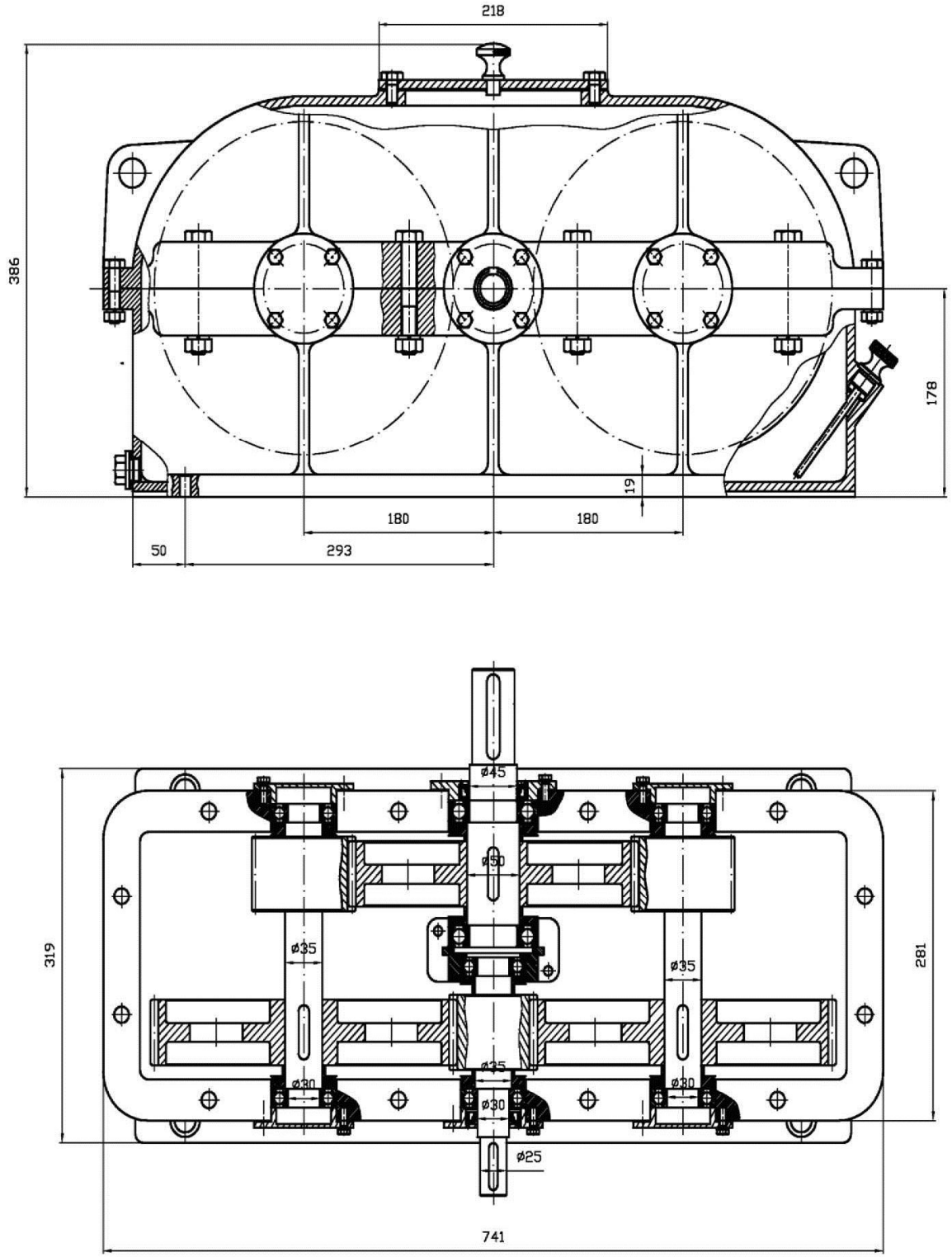


Рис. 3.3 Компоновка двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора

д) от осевого перемещения муфта фиксируется на валу торцовым креплением. Шайба прижимается к торцу муфты одним или двумя винтами. Следует обязательно предусмотреть зазор между торцом вала и шайбой в 2- 3 мм для натяга.

На быстроходном, промежуточном и тихоходном валах применяют шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчивают шпонки, принимая их длины на 5-10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняют расстояния между опорами и расстояния, определяющие положение зубчатых колес и звездочки относительно опор. При значительном изменении этих расстояний уточняют реакции опор и вновь проверяют долговечность подшипников.

В этих редукторах между шестерней быстроходной ступени и колесом тихоходной размещается по одному из подшипников быстроходного и тихоходного валов. Поэтому расстояние между торцами колёс и их ступиц, сидящих на этих валах [1,с. 22]

$$\ell = 2(e + e_1) + B_1 + B_2 + q,$$

где B_1 и B_2 - ширина подшипников,

$q = (0,7...1,0)\delta$;

δ - толщина стенки корпуса

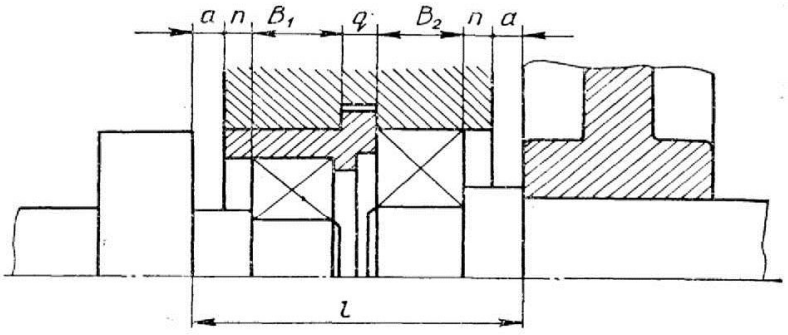


Рис. 3.4 Компоновка подшипникового узла соосного редуктор

Наиболее рационально начинать компоновку этого редуктора с входного и выходного валов. После окончательного расчёта этих валов, выбора и проверки долговечности их подшипников, а также предварительного конструктивного оформления подшипниковых узлов можно переходить к расчёту и проверке его подшипников.

Компоновка соосного редуктора (схема 04) выполняется аналогично, отличие – один промежуточный вал (рис. 3.5)

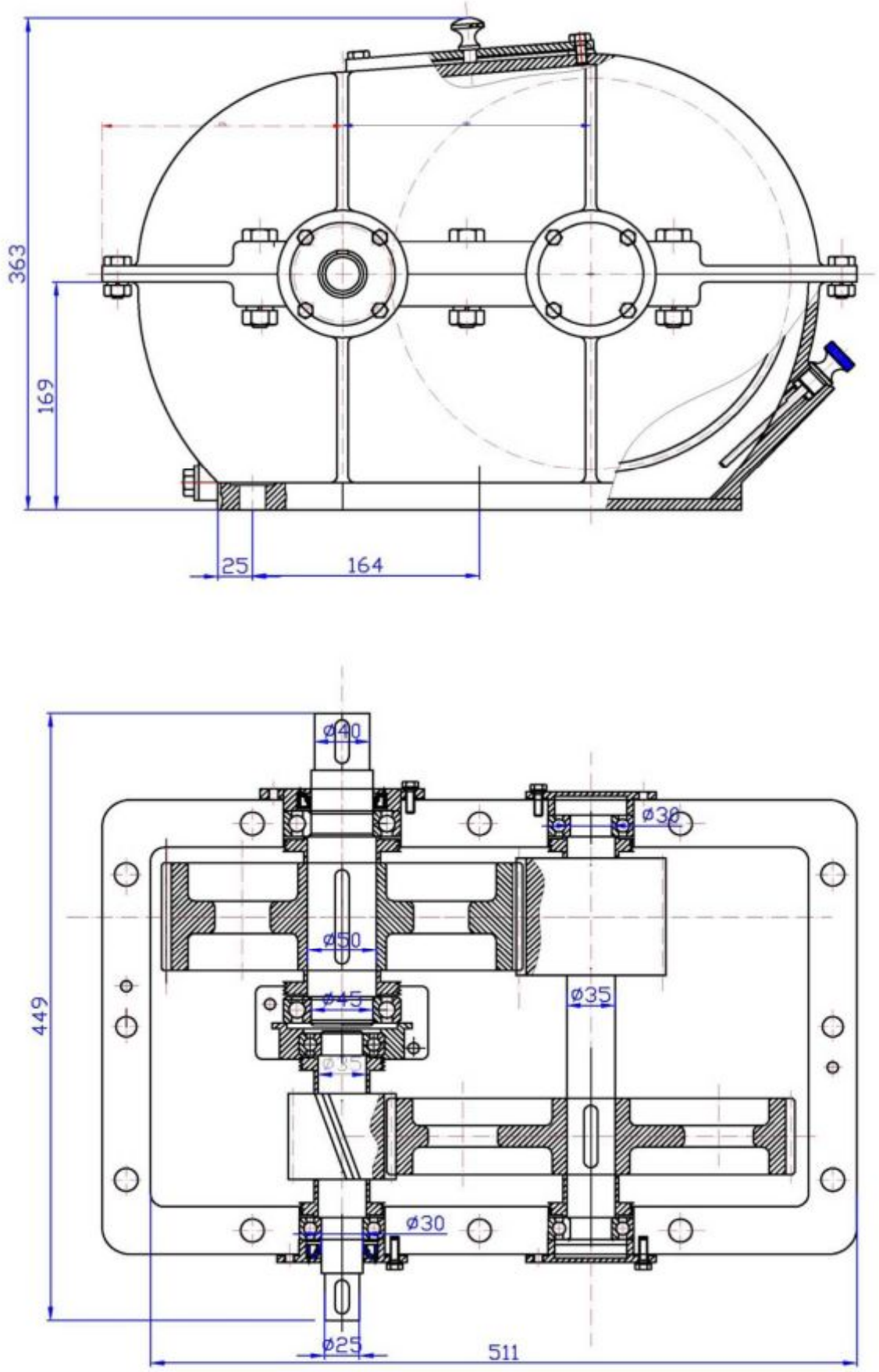


Рис. 3.5 Компоновка двухступенчатого соосного редуктора

3.3 Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор.

Схема 05

Конструктивно оформляют зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготавливают данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей. Диаметры валов назначают в соответствии с результатами предварительного расчета и с учетом технологических требований на обработку и сборку. Все мазеудерживающие кольца выполняют так, чтобы они выступали внутрь корпуса на 1 – 2 *мм*, тем самым, выполняя роль и маслоотбрасывающих колец.

Конструирование узла быстроходного вала

Подшипники вала располагают в стакане для обеспечения точной и жесткой фиксации вала в осевом направлении. Толщина стенки стакана $\delta_{ст} = (0{,}08...0{,}12)D$, где D – наружный диаметр подшипника; принимают $\delta_{ст} = 0{,}12 \cdot 72 \approx 8$ *мм*. Для облегчения посадки на вал подшипника, прилегающего к шестерне, диаметр вала уменьшают на 0,5 – 1 *мм* по длине, несколько меньшей длины распорной втулки.

Взаимное расположение подшипников фиксируется распорной втулкой, толщину стенки которой назначают $(0{,}1...0{,}15)d_{п}$; принимают $0{,}15 \cdot 35 \approx 5$ *мм*.

Для фиксации наружных колец подшипников от осевых перемещений у стакана делают упор величиной $K = 5$ *мм*.

Конструирование узла промежуточного вала

Вычерчивают крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ~ 1 *мм*) и болтами. Болт условно заводят в плоскость чертежа.

Ступицу колеса выполняют несимметричной относительно диска, чтобы уменьшить расстояние между опорами вала (если позволяет длина ступицы, допускается симметричное выполнение ступицы).

Конструирование узла тихоходного вала

Для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматривают утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки – с другой; место перехода вала от $d = 65$ *мм* к $d = 60$ *мм* смещают на 2 – 3 *мм* внутрь распорной втулки с тем, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца к торцу втулки (а не к заплечику вала!).

Откладывают длину выходного конца вала под полумуфту. Ступицу полумуфты смещают в одну сторону, чтобы вал не выступал за пределы редуктора на большую длину.

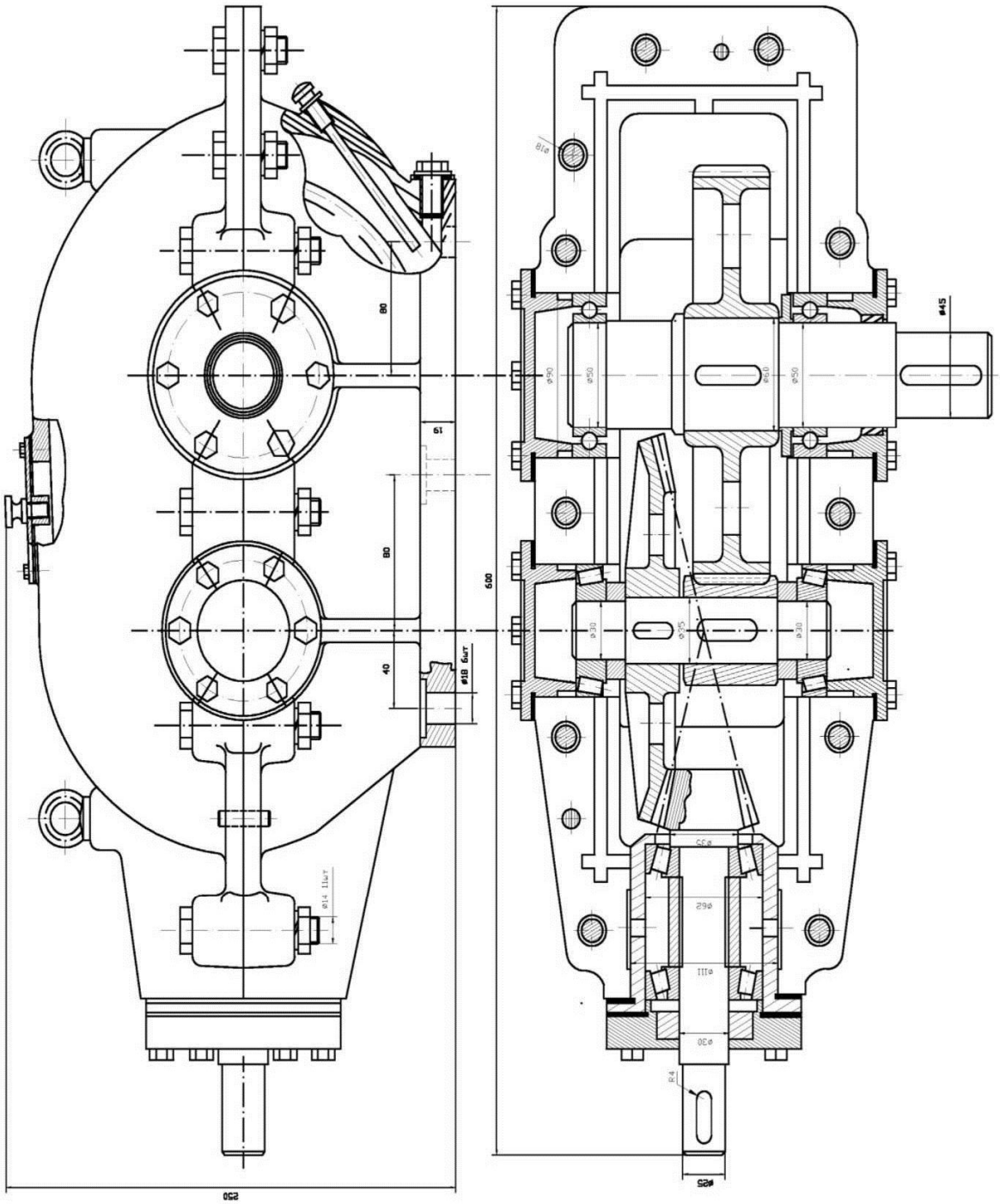


Рис. 3.6 Компоновка двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

3.4. Двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор

Конструктивно оформляют червяк, зубчатые и червячное колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготавливают данные для проверки прочности валов и других деталей, и соединений.

Компоновочный чертеж червячно-цилиндрического редуктора выполняют в двух проекциях при снятой крышке редуктора, желательно в масштабе 1:1.

Порядок выполнения следующий.

Вычерчивают червяк, шестерню, червячное и зубчатое колеса по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняют как правило насадной.

Конструируют узел быстроходного вала:

а) используя первый этап компоновки, вычерчивают отдельные участки вала-червяка по найденным ранее размерам;

б) вычерчиваю в разрезе подшипник качения;

в) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчивают мазеудерживающие кольца. Их торцы должны выступать внутрь корпуса на 1 – 2 мм от внутренней стенки. Тогда эти кольца будут выполнять одновременно роль маслоотбрасывающих колец;

Промежуточный вал устанавливают на двух радиально – упорных шарикоподшипниках легкой серии. При заданных условиях работы привода подходят радиально – упорные шарикоподшипники легкой серии №36209.

Червячное колесо и шестерня крепятся на валах с помощью ненапряженных призматических шпонок. Для их фиксации в осевом направлении предусматривают буртики и распорные втулки. Вычерчивают подшипники качения в разрезе, между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса вычерчивают мазеудерживающие кольца.

Узел тихоходного вала конструируют аналогично ведущему валу редуктора. Длину выходного конца вала согласовывают с длинной полумуфты.

Для фиксации зубчатого колеса на валу с одной стороны предусматривают буртик, с другой – распорную втулку.

Затем для подшипников всех валов подбирают крышки по наружному диаметру подшипника и закрепляют их болтами.

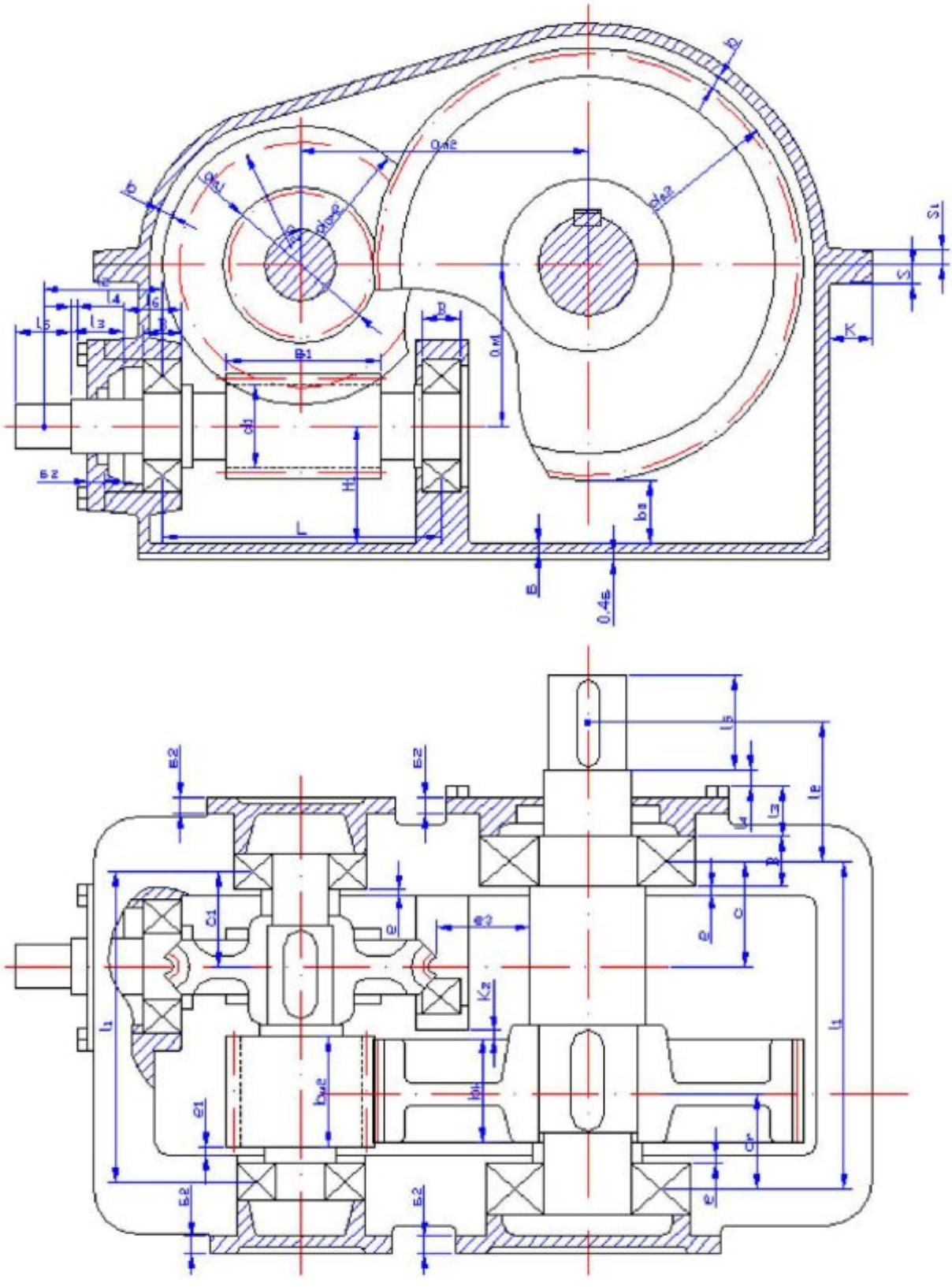


Рис. 3.7. Компоновка двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора

Использованная литература

1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Вища школа, 1988. – 142с., ил.

2. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. 7-е изд., М.: Высш.шк., 2001. – 447с., ил

3. Курсовое проектирование деталей машин/В.В.Кудрявцев, Ю.А. Державин и др. – Л.: Машиностроение, 1984.-400с.

4. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш.шк., 1999-383с., ил

5. Курсовое проектирование деталей машин. С.А. Черновский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд. – М.: Машинострение. 1988. – 416с.

6. Малашенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування. – Львів: «Новий світ-2000». 2004. – 232с.

7. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. 2-ое изд. – К.:Вища школа. 1990. – 151с., ил.

8. Підшипники кочення. Навчально-довідковий посібник. Допущено міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Архипов О.Г., Кравцова Е.М., Галабурда Н.І. – Луганськ: вид-во СНУ. 2005. – 150с.

9. Архипов О.Г., Кравцова Е.М., Галабурда Н.І. Основи конструювання і розрахунку деталей і вузлів механізмів. Допущено міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – Луганськ. Вид-во СНУ ім. В.Даля. 2006. – 488с., іл.276, табл.75.

10. Детали машин. Методические указания к расчёту радиальных и радиально- упорных подшипников качения / Архипов А.Г., Кравцова Э.М., Галабурда Н.И. – Северодонецк, СТИ. 2008.-32с.

11. Кравцова Е.М. Деталі машин. Методичні вказівки до курсового проектування. СТІ. 2005.

12. Методические указания к оформлению курсового проекта по дисциплинам кафедры ОТД. / А.Г. Архипов, Э.М.Кравцова, Н.И. Галабурда, Г.А. Усенко. – Северодонецк: Из-во СТИ. 2005. 27с

13. Методические указания «Первый этап компоновки редуктора» для самостоятельной работы студентов дневной и заочной форм обучения / Кравцова Э.М. – Северодонецк, Из-во СТИ. 2010. 70с.