

В. П. Лаптев, С. М. Белов

## АНАЛИЗ СХЕМ КОНЕЧНЫХ ПЕРЕДАЧ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

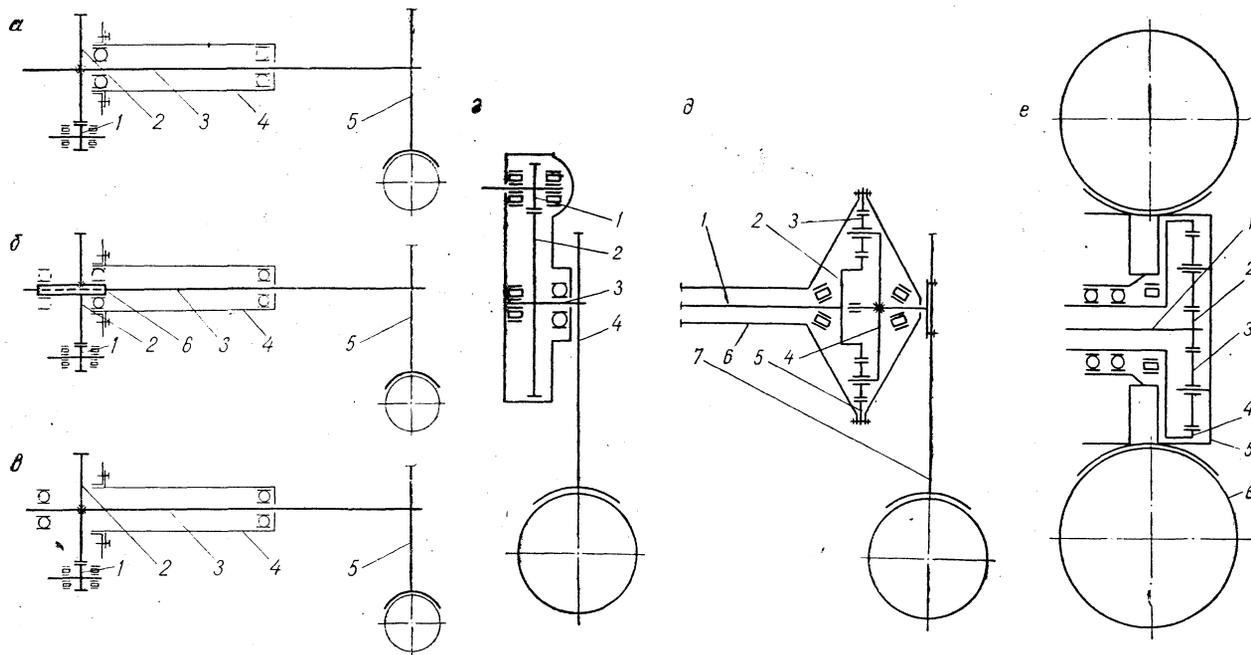
Конечная передача универсального пропашного трактора является наиболее нагруженной и ответственной передачей трансмиссии трактора. Если еще учесть фактор широкого изменения условий эксплуатации, нагрузочных режимов и применяемых материалов, то становится очевидным, что конструктор при создании конечной передачи должен проводить всесторонний анализ проектируемой передачи и знать возможные диапазоны изменения того или иного параметра.

В практике отечественного и мирового тракторостроения на универсальных тракторах нашли применение конечные передачи (рис. 1, а, б, в). Приведенные схемы позволяют получить трактор универсальный по регулируемой колее, дорожному просвету и другим показателям.

Кроме указанных схем, применяются и другие схемы конечных передач. Конечные передачи выполняются по таким схемам, как правило, с целью получения определенных качеств, например: повышения жесткости узла, разгрузки полуосей от изгибающего момента, уменьшения передаваемого крутящего момента и т. д. Так, на тракторе Т-40 конечная передача (рис. 1, г) позволяет регулировать величину дорожного просвета и базу трактора поворотом корпуса конечной передачи. На тракторе «Massey Ferguson» (рис. 1, д) конечная передача представляет планетарный редуктор, расположенный за полуосью. Данная схема конечной передачи позволяет уменьшить величину передаваемого крутящего момента полуосью, а также разгрузить полуось от изгибающего момента.

Однако конечные передачи, выполненные по подобным схемам, уменьшают универсальность трактора, не позволяют получить простой способ регулирования колеи, обеспечить необходимый дорожный просвет и т. д. Поэтому конечные передачи с малой универсальностью не нашли широкого применения и имеют меньшую перспективу для универсальных пропашных тракторов.

Передачи, выполненные по этим схемам, могут применяться на специальных тракторах, например на сельскохозяйственных тракторах общего назначения (К-700) (рис. 1, е).



Р и с. 1. Схемы конечных передач тракторов:

*а* — МТЗ-2, МТЗ-5М, «Владимирец», «Oliver 1900»; *б* — МТЗ-50 ПЛ; *в* — МТЗ-50, «Cookshufft»; *г* — Т-40: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — полуось, 4 — рукав, 5 — ведущее колесо, 6 — шлицевая втулка; *д* — «Massey Ferguson»: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — полуось, 4 — ведущее колесо; *е* — К-700: 1 — ведущая шестерня, 2 — ведомая шестерня, 3 — сателлит, 4 — водило, 5 — коронная шестерня, 6 — рукав, 7 — ведущее колесо; *ж* — К-700: 1 — полуось, 2 — солнечная шестерня, 3 — сателлит, 4 — коронная шестерня, 5 — водило, 6 — ведущее колесо

В качестве оценочных параметров конечных передач принимают напряжения в деталях передачи, работоспособность подшипников, жесткость элементов передачи, усталостную прочность и т. п.

В условиях эксплуатации приходится встречаться со случаями выхода из строя конечных передач по различным причинам. Расчетные оценочные параметры не всегда достаточно полно учитывают многообразие факторов, влияющих на работоспособность конечной передачи. Часто в расчетах принимаются однозначные значения того или иного параметра, в то время как практически он является переменным. Это положение можно проследить на примере влияния изменения колеи трактора на величину углов поворота и прогибов в характерных сечениях полуоси трактора, являющейся ведомым валом конечной передачи. Характерными сечениями для полуоси являются места закрепления зубчатого колеса передачи, опорные сечения, а также его внутренний и внешний концы. Для сечений полуоси под зубчатым колесом важно знать величину углов поворота и прогибов, от величин которых зависит работа зубчатого зацепления. Углы поворота опорных сечений позволяют судить о перекосе подшипников.

Деформации подшипников, являющиеся функцией опорных реакций, влияют на величину как углов поворота, так и прогибов во всех сечениях. Прогибы и углы поворота внутренних концов полуосей определяют условия работы кулачковых муфт блокировки дифференциала или других деталей, установленных на них. Деформации внешних концов полуосей могут влиять на условия работы ведущих колес, вызывать сползание колеса с полуоси, уменьшать величину дорожного просвета и т. п.

Рассмотрим конечные передачи, выполненные по схемам, представленным на рис. 1. На схемах *a* и *b* полуось является неразгруженной в отличие от схемы *в*, где ведомая шестерня конечной передачи установлена на шлицевой втулке, опирающейся на два подшипника. Сравнение расчетных данных проводится при условии, что конечные передачи имеют одинаковые размеры всех элементов и находятся под действием одинаковых сил. В качестве расчетных приняты схемы, представленные на рис. 2, выполненные по схемам *a* и *b* рис. 1. Рассматривается наиболее нагруженная вертикальная плоскость. Под действием приложенных сил деформируется полуось и сопряженные с ней детали узла — подшипники и ружав.

Определение величины смещений опорных сечений полуоси в результате деформации подшипников  $\bar{\delta}$  в тракторостроении рекомендуется производить по формуле Герца — Динника [1]

$$\bar{\delta}_n = c \sqrt[3]{R_n^2}, \quad (1)$$

где  $c$  — коэффициент, зависящий от размера и типа подшипника;  
 $\bar{R}_n$  — сила, действующая на подшипник,  $\bar{R}_n = -R_n$ .

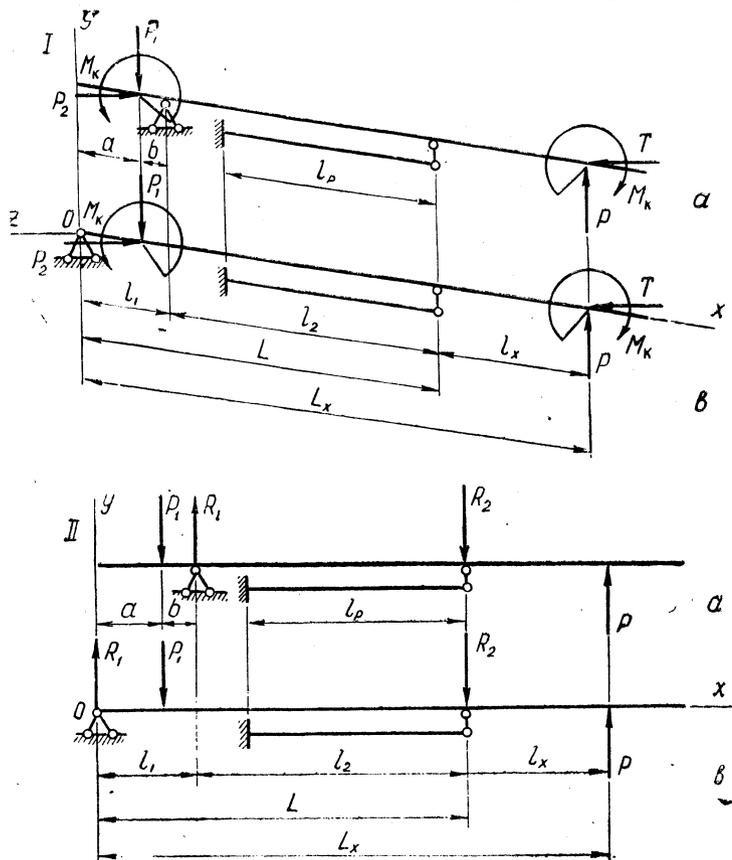


Рис. 2. Расчетные схемы конечных передач:

*I* — общая, *II* — в вертикальной плоскости:  $P_1, P_2, P, T$  — соответственно вертикальные и горизонтальные составляющие силы, действующей на ведомую шестерню конечной передачи и ведущее колесо трактора;  $M_k$  — крутящий момент;  $a, b$  — соответственно расстояние от начала координат и от опоры до ведомой шестерни,  $l_1, l_2$  — соответственно расстояния между началом координат и левой опорой, расстояние между левой и правой опорами (схема *a*);  $l_p$  — длина рукава;  $l_x$  — длина консольной части полуоси

Перемещение опорного сечения полуоси  $\bar{\delta}_2$  в результате деформации рукава определяется выражением

$$\bar{\delta}_2 = \frac{\bar{R}_2 l_p^3}{3E_1 I_2}$$

где  $R_2^-$  — сила, действующая на рукав;  $l_p$  — длина рукава;  $E_1$  — модуль упругости материала рукава;  $I_z$  — момент инерции рукава.

В результате деформации подшипников, рукавов и самих полуосей последние займут новое положение (рис. 3, а, б).

Перемещения опорных сечений полуоси складываются из деформаций подшипников и сопряженных элементов узла. Для рас-

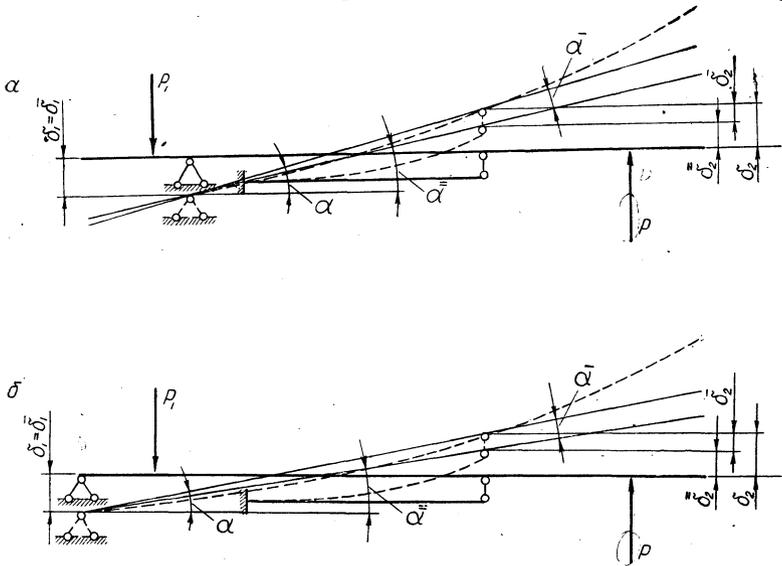


Рис. 3. Положение полуосей после деформации в вертикальной плоскости рассматриваемых схем перемещение левого опорного сечения (без учета деформации корпуса заднего моста)

$$\delta_1 = \bar{\delta}_1$$

правого опорного сечения

$$\delta_2 = \bar{\delta}_2 + \overline{\delta}_2.$$

Углы поворота осевой линии полуоси в результате смещения опорных сечений

$$\alpha = \bar{\alpha} + \overline{\alpha}.$$

Здесь  $\delta_1, \delta_2, \alpha$  — суммарные перемещения;  $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \bar{\alpha}$  — перемещения, связанные с деформацией подшипника;  $\overline{\delta}_2, \overline{\alpha}$  — перемещения, связанные с деформацией рукава.

Общие выражения, определяющие углы поворота и прогибы в характерных сечениях полуосей, для рассматриваемых схем в плоскости  $xOy$  с учетом перемещений опорных сечений представлены в табл. 1.

Таблица I

Углы поворота и прогибы	Для схемы а (рис. 1)	Для схемы в (рис. 1)
$\Theta_{x=0}$	$\frac{1}{6EI} [P_1b(3b + 2l_2) - Pl_2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$-\frac{1}{6EIL} [P_1a(L - a)(2L - a) + PL^2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=0}$	$-\frac{1}{6EI} \{P_1b[2l_1(l_2 + b) + ab] - Pl_1l_2l_x\} -$ $-\left[\delta_1 + \frac{l_1}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$-\delta_1$
$\Theta_{x=a}$	$\frac{1}{6EI} [P_1b(3b + 2l_2) - Pl_2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$-\frac{1}{6EIL} [2P_1a(L - a)(L - 2a) + P(L^2 - 3a^2)l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=a}$	$\frac{b}{6EI} [-2P_1b(b + l_2) + Pl_2l_x] - \left[\delta_1 + \frac{b}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$-\frac{a(L - a)}{6EIL} [2P_1a(L - a) + P(L + a)l_x] - \left[\delta_1 - \frac{a}{L}(\delta_1 + \delta_2)\right]$
$\Theta_{x=l_1}$	$\frac{l_2}{6EI} (2P_1b - Pl_x) + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	
$y_{x=l_1}$	$-\delta_1$	
$\Theta_{x=L}$	$\frac{l_2}{6EI} (-P_1b + 2Pl_x) + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$\frac{1}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + 2PL^2l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=L}$	$\delta_2$	$\delta_2$
$\Theta_{x=L_x}$	$\frac{1}{6EI} [-P_1bl_2 + P(2l_2 + 3l_x)l_x] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{l_2}$	$\frac{1}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + PLL_x(2L + 3l_x)] + \frac{\delta_1 + \delta_2}{L}$
$y_{x=L_x}$	$\frac{l_x}{6EI} [-P_1bl_2 + 2P(l_2 + l_x)l_x] + \left[\delta_2 + \frac{l_x}{l_2}(\delta_1 + \delta_2)\right]$	$\frac{l_x}{6EIL} [P_1a(L^2 - a^2) + 2PL(L + l_x)l_x] - \left[\delta_1 - \frac{l_x}{L}(\delta_1 + \delta_2)\right]$

Знаки сил и перемещений учтены при составлении расчетных выражений, следовательно, для получения численных значений достаточно в расчетные выражения искомого перемещения подставить абсолютные значения заданных или определенных величин. Для нахождения перемещений в горизонтальной плоскости  $xOz$  достаточно подставить в приведенные выражения соответствующие значения.

Для оценки жесткости конечных передач примем численные значения и следующие условия. Для полуоси:  $l=96$  мм,  $a=62$  мм,  $b=34$  мм,  $l_2=375$  мм,  $l_x=57 \div 357$  мм, что соответствует колее трактора  $B=1200 \div 1800$  мм, жесткость сечения полуоси  $EI=3,25 \cdot 10^8$  кг·см<sup>2</sup> = const при  $E=2,1 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>,  $d=75$  мм; модуль сдвига  $G=8,1 \cdot 10^5$  кг/см<sup>2</sup>.

Для рукава  $l_p=345$  мм жесткость сечения в горизонтальной плоскости  $E_1I_z=6,87 \cdot 10^9$  кг·см<sup>2</sup>, в вертикальной плоскости  $E_1I=4,58 \cdot 10^9$  кг·см<sup>2</sup> при  $E_1=1,6 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>,  $I_z=4300$  см<sup>4</sup>,  $I_y=2860$  см<sup>4</sup>. Опоры — подшипник 217 ГОСТ 8336—57. Силы, действующие на полуось:  $P_1=2780$  кг,  $P=700$  кг,  $R=230$  кг,  $T=850$  кг. Принятые данные близки к параметрам конечной передачи и на грузочным режимам трактора МТЗ-50.

Результаты расчетов  $\theta=f(l_x)$  и  $y=f_1(l_x)$ , т. е. изменение  $\theta$  и  $y$  в зависимости от изменения колеи трактора, для рассматриваемых схем конечных передач приведены на рис. 4 и 5.

Из аналитических зависимостей (см. табл. 1) следует, что углы поворота  $\theta^M$  и прогибы  $y^M$  линейно зависят от изменения консоли  $l_x$  (первые члены расчетных уравнений). Линейная зависимость сохраняется и после суммирования с величинами, учитываемыми перемещение опор (вторые члены расчетных уравнений) ввиду сравнительно небольшого интервала изменения реакций  $R=f(l_x)$ , что видно из рис. 4, 5. Исключения составляют углы поворота и прогибы самих консольных участков полуосей.

При рассмотрении полученных результатов (см. рис. 5, 6) трудно заметить, что с увеличением колеи трактора углы поворота сечений полуосей (см. рис. 5) при  $x=0$  и  $x=a$  для схемы  $a$  уменьшаются, а для схемы  $b$  во всех характерных сечениях увеличиваются. Деформации опор увеличивают величину углов поворота в характерных сечениях как схемы  $a$ , так и схемы  $b$ , кроме сечений  $x=0$  и  $x=a$  для схемы  $b$ , в которых они уменьшаются. Следует указать также, что во всех характерных сечениях углы поворота в плоскости  $xOy$  для схемы  $a$  меньше, чем для схемы  $b$ .

С увеличением колеи трактора возрастают прогибы во всех сечениях полуосей, за исключением сечений  $x=0$  и  $x=a$  для схемы  $a$ .

Деформации опор увеличивают величину перемещений полуосей. Прогибы полуосей во всех характерных сечениях в плоско-

$\theta \cdot 10^4, \text{ рад}$

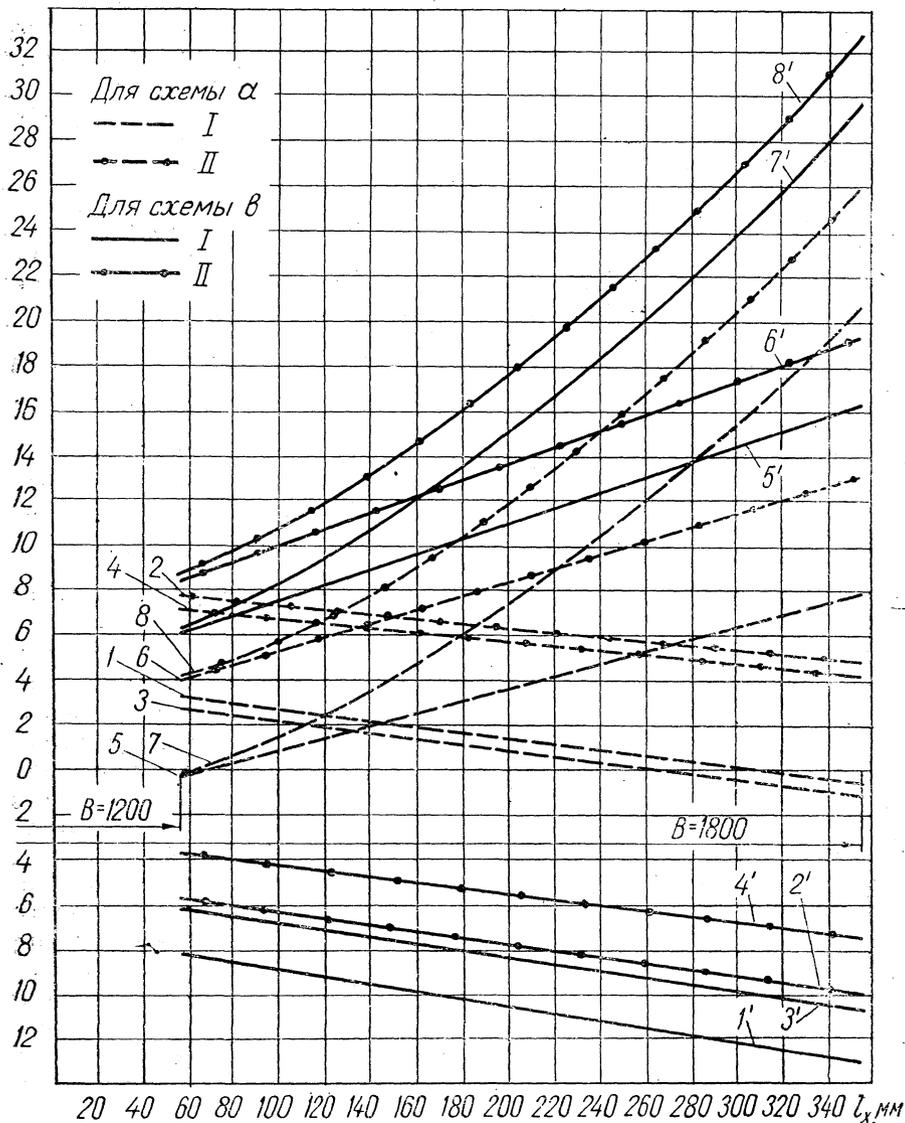


Рис. 4. График изменения углов поворота полуосей от изгибающих моментов (I) и суммарных углов поворота с учетом деформаций и перемещений опор (II), для схем а, в в плоскости  $xOy$ : для I:  $1 - \theta_{x=0}^M$ ;

3 -  $\theta_{x=l}^M$ ; 5 -  $\theta_{x=l}^M$ ; 7 -  $\theta_{x=L}^M$ ; 1' -  $\theta_{x=0}^M$ ; 3' -  $\theta_{x=a}^M$ ; 5' -  $\theta_{x=L}^M$ ; 7' -  $\theta_{x=L}^M$ ; для II: 2 -  $\theta_{x=0}$ ; 4 -  $\theta_{x=l}$ ; 6 -  $\theta_{x=L}$ ; 8 -  $\theta_{x=L_x}$ ; 2' -  $\theta_{x=0}$ ; 4' -  $\theta_{x=a}$ ; 6' -  $\theta_{x=L}$ ; 8' -  $\theta_{x=L_x}$ .

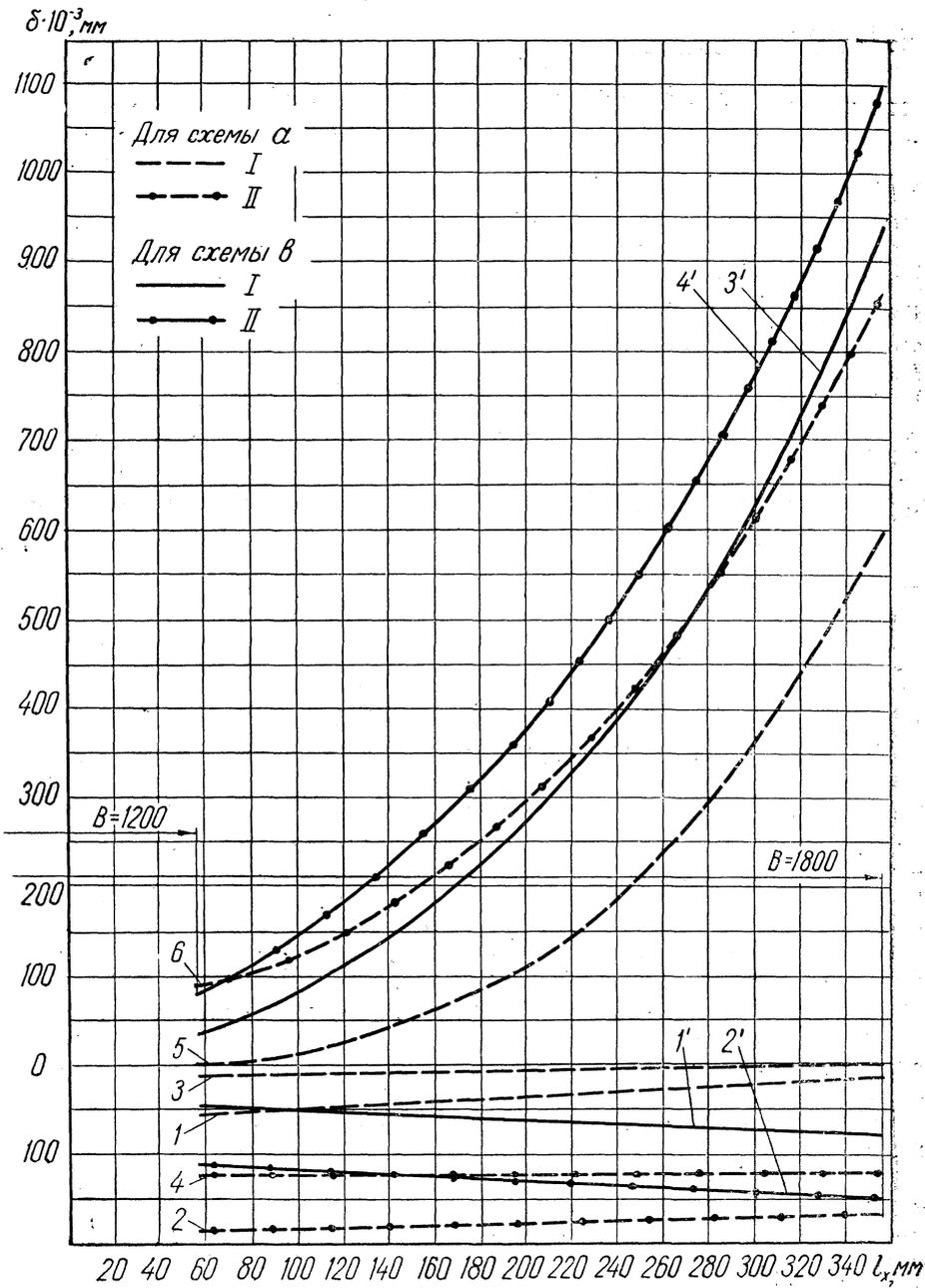


Рис. 5. График изменения прогибов полуосей от изгибающих моментов (I) и суммарных прогибов с учетом деформаций и перемещений опор (II) для схем а и б в плоскости  $xOy$ :

для I: 1 -  $y_{x=0}^M$ ; 3 -  $y_{x=a}^M$ ; 5 -  $y_{x=L_x}^M$ ; 1' -  $y_{x=a}^M$ ; 3' -  $y_{x=L_x}^M$ ; для II: 2 -  $y_{x=0}$ ; 4 -  $y_{x=a}$ ; 6 -  $y_{x=L_x}$ ; 2' -  $y_{x=a}$ ; 4' -  $y_{x=L_x}$

сти  $xOy$  для схемы  $a$  меньше, чем для схемы  $b$ . О численных значениях перемещений можно судить по графикам (см. рис. 4, 5).

Расчетные выражения (см. табл. 1) и графики углов поворота и прогибов в характерных сечениях даны без учета влияния поперечных сил. Дополнительный прогиб от поперечных сил для схемы  $a$  в плоскости  $xOy$  соизмерим с прогибом от изгибающих моментов и может быть вычислен по универсальной формуле перемещений Мора. Отношение прогиба от поперечных сил  $y^Q$  к прогибу от изгибающих моментов  $y^M$  в сечении при  $x=a$  для рассматриваемого случая изменяется от 0,3 до 1,3 соответственно при минимальной и максимальной ширине колеи. При расчете в плоскости  $xOz$  эти значения значительно меньше и в дальнейшем не учитываются.

Таким образом, в общем случае прогибы и углы поворота в некотором сечении  $x$  равны:

$$y_x = y_x^M + y_x^Q + \delta_x,$$

$$\theta_x = \theta_x^M + \theta_x^Q + \alpha_x,$$

где  $y_x^M, \theta_x^M$  — перемещения в сечении  $x$  от изгибающих моментов;  $y_x^Q, \theta_x^Q$  — перемещения в сечении  $x$  от поперечных сил;  $\delta_x, \alpha_x$  — перемещения в сечении  $x$  от деформации подшипников и сопряженных с опорами деталей;  $y_x, \theta_x$  — суммарные перемещения в сечении  $x$ .

Степень влияния отдельных факторов на величину суммарных прогибов конечных передач, выполненных по схемам  $a$  и  $b$ , видна из рис. 6 для сечения при  $x=a$ , т. е. места закрепления на полуоси ведомой шестерни конечной передачи.

График (см. рис. 6) дает возможность произвести сравнение условий работы конечных передач, выполненных по схеме  $a$  и схеме  $b$ . Из сравнения результатов расчетов на жесткость рассматриваемых схем конечных передач, проведенных при статическом действии нагрузки, можно сделать вывод о том, что прогибы полуосей под зубчатым колесом для конечной передачи, выполненной по схеме  $a$ , несколько больше, чем по схеме  $b$ , при минимальной ширине колеи.

При ширине колеи, приблизительно составляющей 1335 мм, они равны и по мере дальнейшего увеличения ширины колеи прогибы для схемы  $b$  больше, чем для схемы  $a$ . Если прогибы для схемы  $b$  при изменении ширины колеи от минимума до максимума возрастают на 44 мк, то для схемы  $a$  они практически остаются почти постоянными.

О степени влияния отдельных факторов на величину суммарных перемещений (в процентах) можно судить по данным табл. 2.

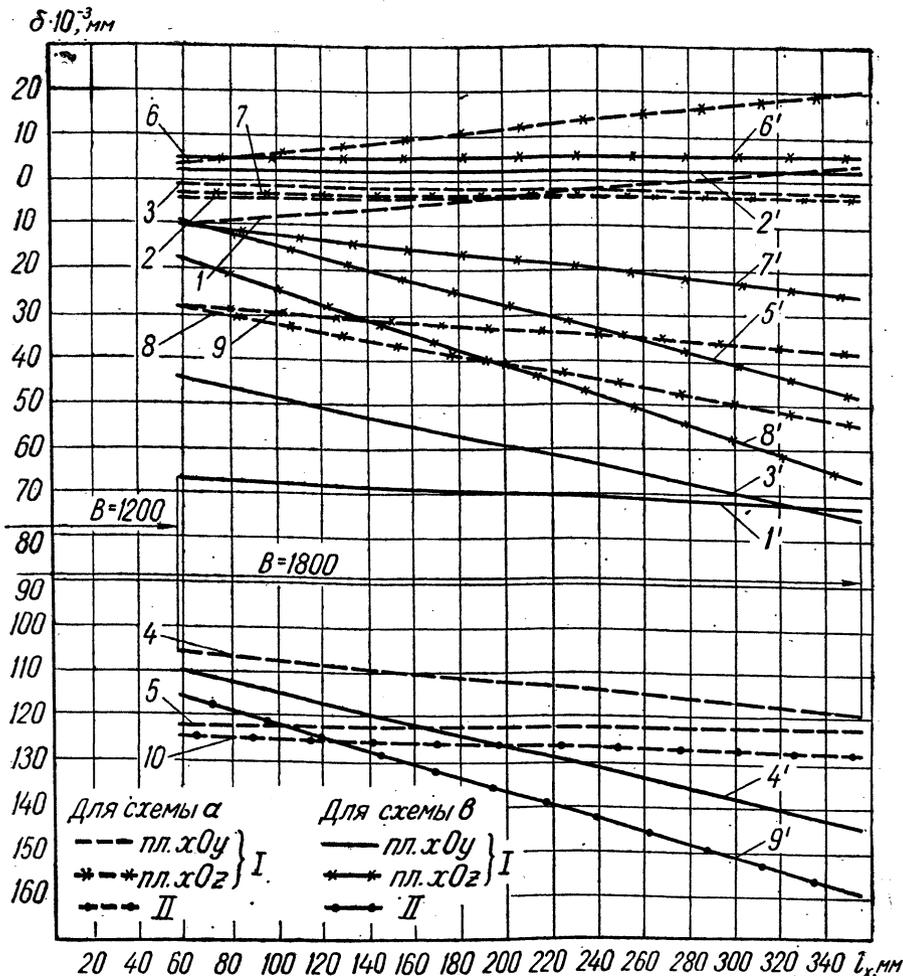


Рис. 6. График изменения прогибов полуосей под зубчатым колесом конечной передачи (I) и полных прогибов (II) в зависимости от ширины колеи:

для I: в плоскости  $xOy$  - 1 -  $y_{x=a}^M$ ; 2 -  $y_{x=a}^Q$ ; 3 -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 4 -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 5 -  $y_{x=a}$ ; 1' -  $y_{x=a}^M$ ; 2' -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 3' -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 4' -  $y_{x=a}$ ; в плоскости  $xOz$  - 6 -  $z_{x=a}^M$ ; 7 -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 8 -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 9 -  $z_{x=a}$ ; 5' -  $z_{x=a}^M$ ; 6' -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 7' -  $\bar{\delta}_{x=a}$ ; 8' -  $z_{x=a}$ ; для II: 10 -  $\sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$ ; 9' -

$$\sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$$

Таблица 2

Плоскость	Колея <i>B</i>	Для схемы <i>a</i>					Для схемы <i>b</i>				
		$y^M$	$y^Q$	$\bar{\delta}$	$\bar{\delta}$	$\Sigma$	$y^M$	$y^Q$	$\bar{\delta}$	$\bar{\delta}$	$\Sigma$
<i>xOy</i>	min	9	3	87	1	100	41	—	60	—1	100
	max	—2	3	97	2	100	52	—	50	—2	100
<i>xOz</i>	min	—11	—	101	10	100	57	—	64	—21	100
	max	—50	—	139	11	100	71	—	38	—9	100

**Примечание.** Знак «минус» указывает на то, что направление данного перемещения не совпадает с направлением суммарного перемещения.

Приведенные расчетные величины показывают, что в рассматриваемых случаях перемещения, связанные с деформацией подшипников, существенно влияют на величину суммарных перемещений полюсов.

В общем машиностроении учет деформации (податливости) опор рекомендуется производить с учетом контактных деформаций в посадочных местах. Возьмем некоторые формулы общего машиностроения и сравним с рекомендацией для тракторостроения [1, 3].

В работе [4] упругие смещения в подшипниках рассматриваются как сумма упругих сближений  $\delta'$  тел качения и колец и контактных деформаций  $\delta''$  в посадочных местах колец на вал и в корпус:

$$\delta = \delta' + \delta'' \quad (2)$$

Упругие сближения тел качения и колец определяются по формуле Герца — Динника

$$\delta' = c \sqrt[3]{P^2},$$

где  $P$  — сила, действующая на подшипник,  $\kappa\Gamma$ ;  $c$  — коэффициент, зависящий от размера и типа подшипника.

Для однородных шарикоподшипников приблизительное значение коэффициента  $c = 0,7 - 0,002 d$  ( $d$  — диаметр шейки вала, мм).

Контактная деформация в посадочных местах колец подшипников определяется по формуле

$$\delta'' = \frac{4PK}{\pi db} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

где  $d$ ,  $D$  — соответственно внутренний и наружный диаметры подшипников,  $см$ ;  $b$  — ширина подшипников,  $см$ ;  $K$  — коэффициент контактной податливости,  $K = (0,1 - 0,25) 10^{-4} \text{ см}^3/кг$ .

Меньшие значения коэффициента принимаются при повышенной точности изготовления или посадки внутреннего кольца на конус, большие — при изготовлении по второму классу точности (развертывание отверстий и чистовое шлифование шеек) и установке колец в корпус с плотной посадкой, а на вал — с напряженной посадкой.

Рассмотренный способ учета податливости опор с учетом контактных деформаций в посадочных местах принят в станкостроении [5].

В работе [6] приведена формула для определения податливости опор с учетом контактных деформаций в посадочных местах колец

$$\delta = \left[ K + \frac{0,1}{bd} \left( 1 + \frac{d}{D} \right) \right] R, \quad (3)$$

где  $R$  — радиальная нагрузка на подшипники,  $кг$ ;  $d$  — внутренний диаметр подшипника,  $см$ ;  $D$  — наружный диаметр подшипника,  $см$ ;  $b$  — ширина кольца,  $см$ .

Значение коэффициента  $K$  зависит от типа подшипника. Так, и для однорядного радиального шарикоподшипника

$$K = \frac{0,7 + 0,2d}{\sqrt[3]{R}}.$$

В работе [2] для определения радиальной деформации шариковых подшипников рекомендуется формула

$$\delta = 96 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{P^2}{d}}, \quad (4)$$

где  $d$  — диаметр шарика,  $см$ .

Полагая, что во всех случаях выполняются условия, принятые при выводе формул (1—(4)), построим график изменения деформаций для подшипника 217 ГОСТ 8338—57 в зависимости от радиальной нагрузки (рис. 7).

Из рис. 7 следует, что расчет с учетом контактных деформаций в посадочных местах колец подшипников дает более высокие значения деформаций подшипника. При этом контактная деформация оказывается соизмеримой с упругой деформацией. Кривая 4, полученная при расчете по формуле (1), дает удовлетворительное совпадение с опытными данными [3] при посадке С в корпус и посадке П на вал (ГОСТ 1022). Чистота обработки посадочных поверхностей не учитывается. Кривая 2 получена при расчете по

формуле (2). Коэффициент контактной податливости принят равным  $K=0,25 \cdot 10^{-4} \text{ см}^3/\text{кг}$ , т. е. из условия, что места посадки подшипников обрабатываются по второму классу точности и установка колец в корпус производится по плотной посадке, а на вал — по напряженной.

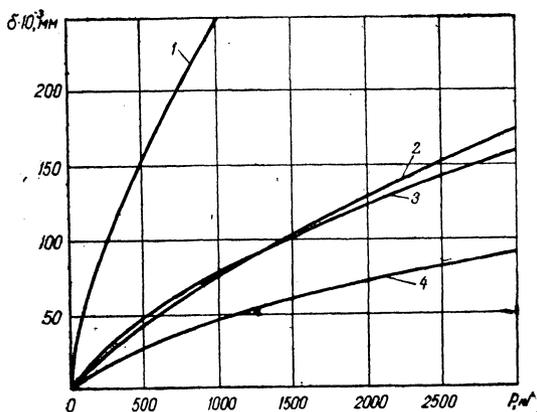


Рис. 7. График изменения деформаций подшипника в зависимости от величины радиальной нагрузки и расчетной формулы: 1 — по формуле (3); 2 — по формуле (2); 3 — по формуле (4); 4 — по формуле (1)

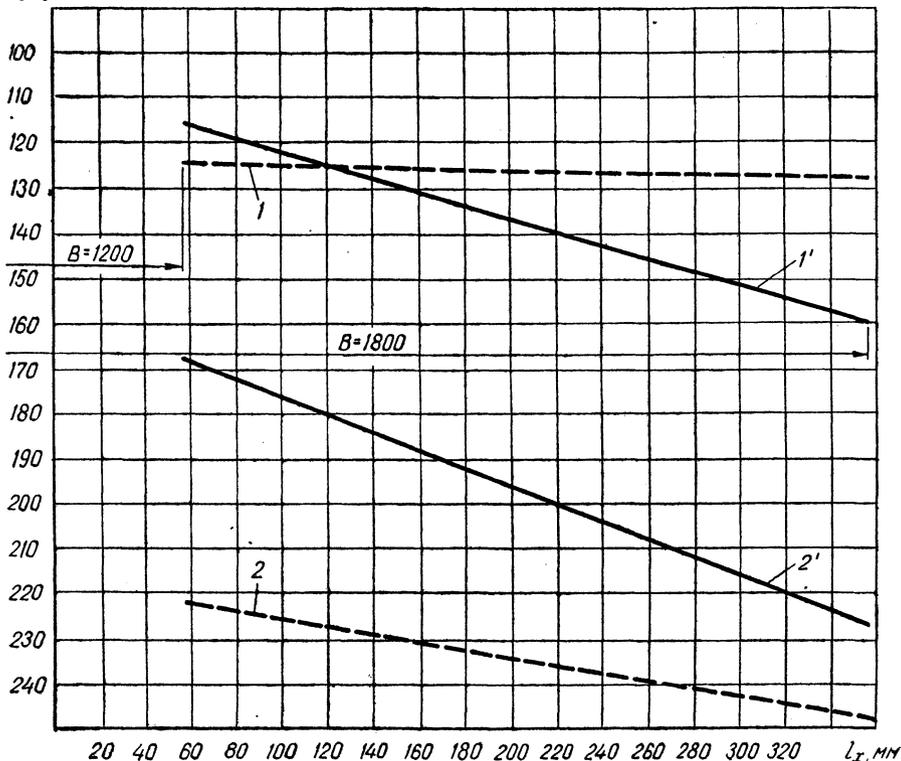
Коэффициент  $c$  вычислялся по приближенной формуле:  $c=0,7-0,002 d$ . Кривая 3, полученная при расчете по формуле (4) по данным работы [3], при посадке С в корпус и посадке П на вал дает расхождение с опытными данными на 60—70%. Наибольшую величину деформаций с учетом контактных деформаций в посадочных местах дает расчет по формуле (3). Посадки на вал и в корпус, а также чистота обработки посадочных поверхностей не указываются.

Сравним, как изменяется величина прогибов под ведомой шестерней конечной передачи для рассматриваемых схем *a* и *b* в зависимости от принятых посадок на вал и в корпус, обработки посадочных поверхностей и точности учета деформаций. Сравнение данных расчетов по формулам (1) и (2) проведено при условиях, принятых для построения кривых 4 и 2.

На рис. 8 даны значения прогибов под ведомой шестерней конечной передачи в зависимости от изменения ширины колеи. У конечной передачи, выполненной по схеме *a*, при расчете по формуле (2) величина полного прогиба при действующих силах больше прогиба, вычисленного по формуле (1), на 78% при минимальной ширине колеи и при максимальной ширине колеи на 94%. У конеч-

ной передачи, выполненной по схеме *в*, эти величины соответственно равны 45 и 42%. Большое увеличение деформации при расчете по формуле (2) для схемы *а* и меньшее для схемы *в* объясняется тем, что опорные реакции и, следовательно, радиальные силы, действующие на подшипники в схеме *в*, составляют приблизительно

$\delta \cdot 10^{-3}$



Р и с. 8. График изменения полных прогибов полуосей  $f_{x=a} = \sqrt{y_{x=a}^2 + z_{x=a}^2}$  для схем *а* и *в* в зависимости от изменения ширины колеи и формулы учета деформаций подшипников: для схемы *а*: 1— по формуле (1); 2— по формуле (2); для схемы *в*: 1' по формуле (1); 2' — по формуле (2)

но 80% для  $R_1$  и 70% для  $R_2$  от спорных реакций конечной передачи, выполненной по схеме *а*.

Следует обратить внимание на то, что вычисление упругой деформации по формуле (1) производилось при точном значении коэффициента  $c$ , а по формуле (2) — при значении коэффициента  $c$ , определенного по приближенной формуле; посадки на вал и в корпус также различные. Таким образом, при посадках на вал и в корпус

пус и качестве обработанных посадочных поверхностей, определенной формулой (2), условия работы зубчатого зацепления конечной передачи для схемы *a* оказываются хуже, чем схемы для *b*.

### Выводы

1. Деформация подшипников при статическом расчете конечных передач на жесткость в рассматриваемых случаях существенно влияет на величину прогибов и углов поворота.

2. Контактная деформация подшипников при соответствующих посадках на вал и в корпус соизмерима с их упругой деформацией.

3. Расчетные формулы для определения деформаций подшипников требуют дальнейшего уточнения и подтверждения опытными данными с учетом характера посадок на вал и в корпус, а также качества обработки посадочных поверхностей.

### Л и т е р а т у р а

1. В. Я. Ажилович, Ю. Т. Водолажченко. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., 1966.

2. Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. Подшипники качения. Справочник. М., 1967.

3. П. П. Горбунов. О жесткости некоторых элементов тракторных трансмиссий. М., 1954.

4. Д. Н. Решетов, Э. М. Левина. Расчеты на контактную жесткость в машиностроении. В сб.: Вопросы прочности материалов и конструкций. М., 1959.

5. Е. И. Ривин. Динамика привода станков. М., 1966.

6. С. В. Серенсен, Р. М. Шнейдерович, М. Б. Громан. Валы и оси. М., 1959.