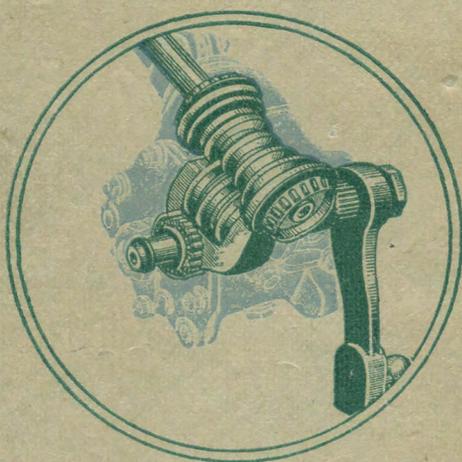


МЕХАНИЗМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

М. И. ЛЫСОВ

МЕХАНИЗМЫ
РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ
АВТОМОБИЛЯ



МАШГИЗ • 1950

МИНИСТЕРСТВО
АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ
И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ НАМИ

М. И. ЛЫСОВ

МЕХАНИЗМЫ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Москва 1950

В работе дается краткий обзор основных конструкций рулевых механизмов. Приводятся данные по теории рулевых передач. Устанавливаются параметры и критерии для оценки рулевых механизмов и приводятся результаты некоторых теоретических исследований. Описывается оборудование, разработанное для экспериментальных исследований. Приводятся мероприятия по улучшению наиболее распространенных конструкций рулевых механизмов.

Работа предназначена для инженерно-технических работников автомобильных заводов и может служить пособием для преподавателей и студентов автомобильных вузов.

Рецензент инж. **В. В. Осепчугов**

Редактор канд. техн. наук **Б. В. Гольд**

*Редакция литературы по автотракторной промышленности
Зав. редакцией инж. В. В. БРОКШ*

ВВЕДЕНИЕ

Рулевое управление, предназначенное для изменения направления движения автомобиля, требует от водителя приложения к рулевому колесу физической силы.

В отношении безопасности движения автомобиля рулевое управление является одним из наиболее сложных и ответственных его механизмов.

Устойчивость движения автомобиля по прямому направлению, легкость поворота колес и их способность самостоятельно возвращаться в исходное положение, минимальная отдача обратных ударов на рулевое колесо, полная надежность в работе и безотказность действия за весь срок службы автомобиля, удобство в эксплуатации и невысокие требования к уходу должны быть неотъемлемыми качествами рулевого управления.

Рулевое управление автомобиля состоит из двух частей: рулевого механизма и рулевого привода.

К рулевому приводу предъявляются два основных требования: он должен обеспечить, во-первых, правильную кинематику рычага поворотной цапфы при деформации рессор и, во-вторых, правильный поворот управляемых колес без скольжения их по дороге при движении автомобиля на поворотах.

Этот вопрос достаточно разработан и освещен в литературе.

Рулевой механизм должен обладать всеми указанными выше качествами и, кроме того, отличаться компактностью и малым весом.

Существующие конструкции рулевых механизмов, применяемых на автомобилях, отличаются большим разнообразием.

Если вопросам, относящимся к рулевому приводу и, в частности, к рулевой трапеции, посвящено достаточно много работ, то вопросы теории и расчета передачи, а также и испытаний рулевых механизмов в технической литературе почти не освещены.

Огромный подъем производства автомобилей в СССР вызывает необходимость совершенствования конструкций как автомобилей в целом, так и отдельных их агрегатов и, в частности, рулевых механизмов, отвечающих специфическим условиям эксплуатации в СССР.

Поэтому разработка теории передачи и расчета рулевого механизма, а также методов его оценки и испытаний имеет для отечественной автомобильной промышленности большое значение.

НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Изменение направления движения автомобиля осуществляется по желанию управляющего им водителя и производится посредством поворота колес, которые принято называть управляемыми. Управляемыми колесами могут быть передние или задние или те и другие вместе.

Основным недостатком автомобиля с задними управляемыми колесами по сравнению с передними при всех прочих равных условиях поворота является то, что он, находясь вплотную к возвышающемуся борту тротуара или стене, не может отъехать в сторону, не прибегая к заднему ходу или к очень большому радиусу поворота. Кроме того, при задних управляемых колесах передок автомобиля при повороте медленнее отклоняется от первоначального направления, чем при передних управляемых колесах.

Преимуществом всех управляемых колес является минимальный радиус поворота, что особенно важно при ограниченных углах поворота колес. Недостатки этого управления те же, что и при задних управляемых колесах, однако проявляются они в несколько меньшей степени, поскольку управляемыми являются также и передние.

В современных автомобилях управляемыми колесами делают только передние. Поворот передних колес может быть произведен двумя способами: или вместе с осью, на которой они установлены, или каждого из них порознь. В первом случае передняя ось вместе с установленными на ней колесами поворачивается около шкворня, проходящего через ее середину. Во втором случае ось выполняется разрезной, и колеса поворачиваются около двух шкворней, расположенных по концам передней оси. Для этого колеса устанавливаются на двух поворотных цапфах, шарнирно соединенных с концами средней части (балки) передней оси при помощи шкворней.

Поворот колес по второму способу имеет все преимущества по сравнению с первым. Работа, совершаемая водителем при повороте, меньше, так как колеса должны пройти меньший путь. Устойчивость автомобиля в отношении опрокидывания относительно опорных точек колес в этом случае выше, чем в первом. Далее, при одной и той же ширине рамы колеса могут быть повернуты на больший угол, чем при повороте всей оси и, наконец, при разрезной оси максимальный изгибающий момент в средней части оси получается меньшим.

Поэтому установка передних колес современных автомобилей осуществляется только на поворотных цапфах.

Рулевое управление автомобиля может быть классифицировано по двум признакам: по расположению на автомобиле и по принципу действия.

По первому признаку рулевое управление разделяется на: 1) левое управление и 2) правое управление.

По второму признаку оно разделяется на: 1) механическое рулевое управление; 2) рулевое управление с усилителями и 3) гидравлическое рулевое управление.

Выполнение рулевого управления левым или правым производилось из различных соображений. В первые годы развития автомобиля, когда скорости его движения были малы, рулевое управление выполнялось правым при правом направлении движения. Для того чтобы водитель точнее мог подъехать к месту посадки или высадки пассажиров, а также и для обгона медленно идущего впереди экипажа, правое рулевое управление было наиболее целесообразным. С повышающимися непрерывно скоростями движения появились опасения столкновения с встречными экипажами и особенно с быстро двигающимися автомобилями. В этом случае левое рулевое управление при правом направлении движения оказывается уже более удобным. Обзорность пути при повороте автомобиля направо также получается лучшей.

Механическое рулевое управление разделяется в зависимости от конструкции передачи.

Рулевое управление с усилителями разделяется в зависимости от рабочей среды и от того, выполнен ли усилитель отдельно от рулевого механизма или в одной с ним конструкции, а также и от конструкции рулевого механизма.

Гидравлическое рулевое управление разделяется в зависимости от того, какими средствами создается давление в системе: от усилия водителя или от гидронасоса, приводимого в действие двигателем.

МЕХАНИЧЕСКОЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Применяемое на автомобиле рулевое управление состоит из рулевого механизма и рулевого привода.

Рулевым механизмом называется передаточный механизм, который позволяет осуществить поворот колес с необходимым передаточным числом.

Рулевым приводом называют систему рычагов и штанг, которые осуществляют поворот управляемых колес при повороте рулевого механизма.

Для того чтобы управляемые колеса автомобиля катились на повороте без скольжения их по дороге, они должны быть повернуты на разные углы, находящиеся между собой в определенном соотношении, при котором внутреннее колесо должно всегда поворачиваться на несколько больший угол, чем наружное.

Если α и β — углы поворота соответственно наружного и внутреннего управляемых колес, то качение их без скольжения по дороге получается при условии

$$\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta + \frac{B}{L},$$

где B — расстояние между точками пересечения осей шкворней, расположенными в плоскости трапеции;

L — база автомобиля.

Для соблюдения необходимого соотношения между углами поворота колес предлагались различные связи, обеспечивающие

ничтожные отклонения действительных углов от теоретически необходимых.

Эти связи выполнялись: с цепной передачей, с кулисной передачей, с эллиптическими звездочками и в виде шарнирного четырехугольника — трапеции.

Наряду с необходимостью обеспечить наибольшую точность поворота колес как можно ближе к теоретически необходимому повороту этот весьма ответственный механизм, соединяющий оба управляемые колеса, должен обладать полной надежностью, простотой и безотказным действием. Этот механизм не защищен от ударов, пыли, грязи и атмосферных осадков. Поэтому, несмотря на теоретические преимущества некоторых схем кинематических связей, исключительное распространение на автомобилях получил шарнирный четырехугольник — правильная трапеция.

Одним основанием трапеции служит средняя часть передней оси (балка), другим основанием — поперечная штанга, а боковыми сторонами служат рычаги трапеции, укрепленные в поворотных цапфах колес.

Рулевой привод автомобиля обычно состоит из рулевой сошки, продольной рулевой штанги, поворотного рычага и шарнирного четырехугольника — рулевой трапеции.

По расположению относительно передней оси рулевая трапеция разделяется на два вида: 1) передняя рулевая трапеция и 2) задняя рулевая трапеция.

По конструкции рулевая трапеция разделяется на два типа: 1) цельная рулевая трапеция и 2) расчлененная рулевая трапеция.

При наличии кинематической связи между обоими управляемыми колесами для поворота достаточно повернуть одно из них, для чего на одной из поворотных цапф укрепляется еще рычаг. Этот рычаг называется поворотным. Конец этого рычага соединяется с рулевым механизмом посредством продольной штанги.

Нередко рычаг трапеции и поворотный рычаг объединяются в один рычаг U-образной или Y-образной формы.

Продольная рулевая штанга обычно располагается вдоль автомобиля. Иногда для лучшего использования емкости автомобиля, особенно в случае легковых (малолитражных) автомобилей с короткой базой или грузовых автомобилей, рулевой механизм переносят вперед, размещая его почти над передней осью. Привод к поворотной цапфе в этом случае может быть осуществлен двумя способами: или соединением рулевой сошки с поворотным рычагом рулевой штангой, расположенной поперек автомобиля, т. е. параллельно передней оси, или при помощи дополнительных рычага и штанги. В первом случае рулевая сошка перемещает рулевую штангу параллельно передней оси автомобиля. Второй конец рулевой штанги укрепляется или к поворотному рычагу, или к поперечной штанге.

Во втором случае рулевая штанга соединяет рулевую сошку с дополнительным рычагом, расположенным на необходимом расстоянии сзади оси. Этот рычаг затем при помощи пальца соединяется с обычной продольной рулевой штангой.

Соединения между рычагами трапеции и поперечной рулевой штангой могут быть выполнены или при помощи цилиндрических шарниров, или при помощи шаровых. Цилиндрические шарниры применяют только, когда оба шкворня передней оси строго параллельны между собой. Во всех остальных случаях должны применяться шаровые соединения.

Рулевая сошка, продольная рулевая штанга и поворотный рычаг в связи с особой кинематической связью соединяются только при помощи шаровых шарниров.

На легковых автомобилях большое распространение получила независимая подвеска передних управляемых колес.

Особенностью независимой подвески является то, что каждое из колес качается независимо и не влияет на перемещение другого колеса. При таком перемещении колес поперечная рулевая штанга не может быть цельной, а должна быть выполнена разрезной, состоящей из двух или трех звеньев. Рулевая трапеция при такой подвеске получается расчлененной.

На фиг. 1 изображено рулевое управление автомобиля «Победа». Здесь рулевая трапеция расположена впереди, а поперечная штанга разрезана на три части. Средняя ее часть качается на двух рычагах, один из которых является рулевой сошкой, а другой — маятниковым рычагом. На этой же фигуре показаны шаровые соединения.

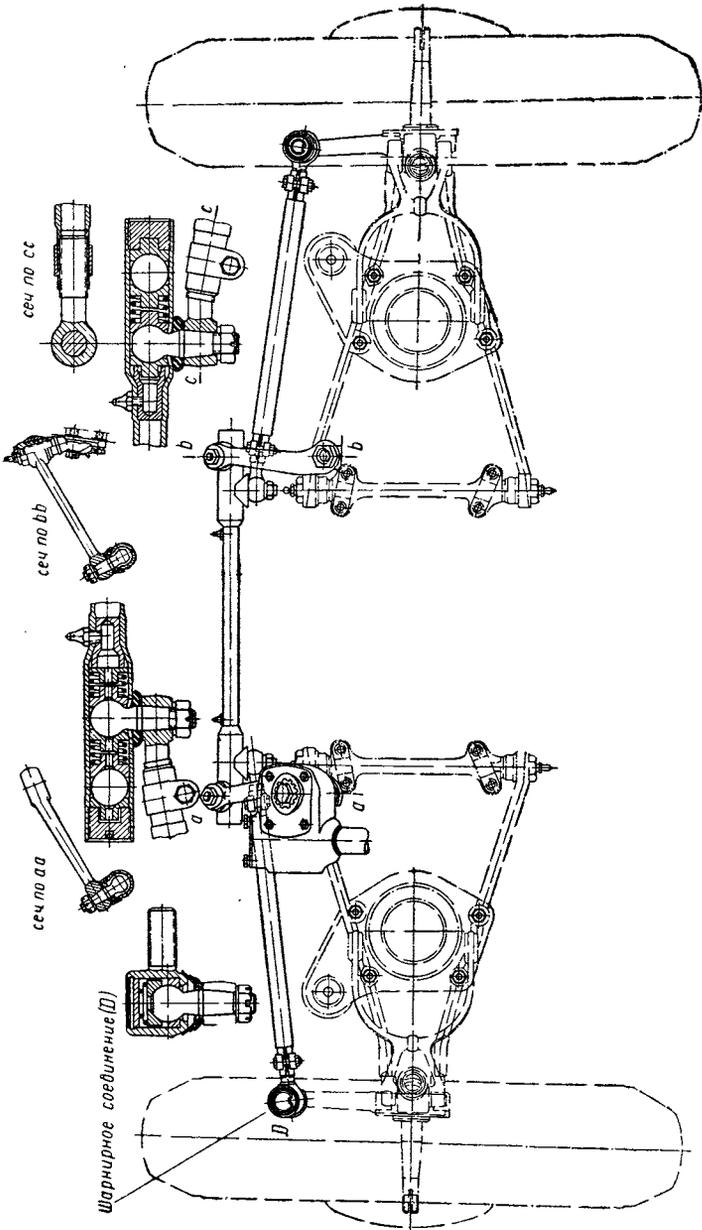
На фиг. 2 изображено рулевое управление автомобиля ЗИС-110. Здесь рулевая трапеция расположена сзади, а поперечная штанга разрезана на две части, средние концы которых качаются на центральном рычаге. Шаровой палец сошки соединяется с пальцем центрального рычага при помощи рулевой штанги, расположенной поперек автомобиля.

Установка управляемых колес и поворотных цапф является весьма важным конструктивным фактором, оказывающим существенное влияние на устойчивость автомобиля при движении, а также на легкость управления, стабилизацию управляемых колес, износ шин и др.

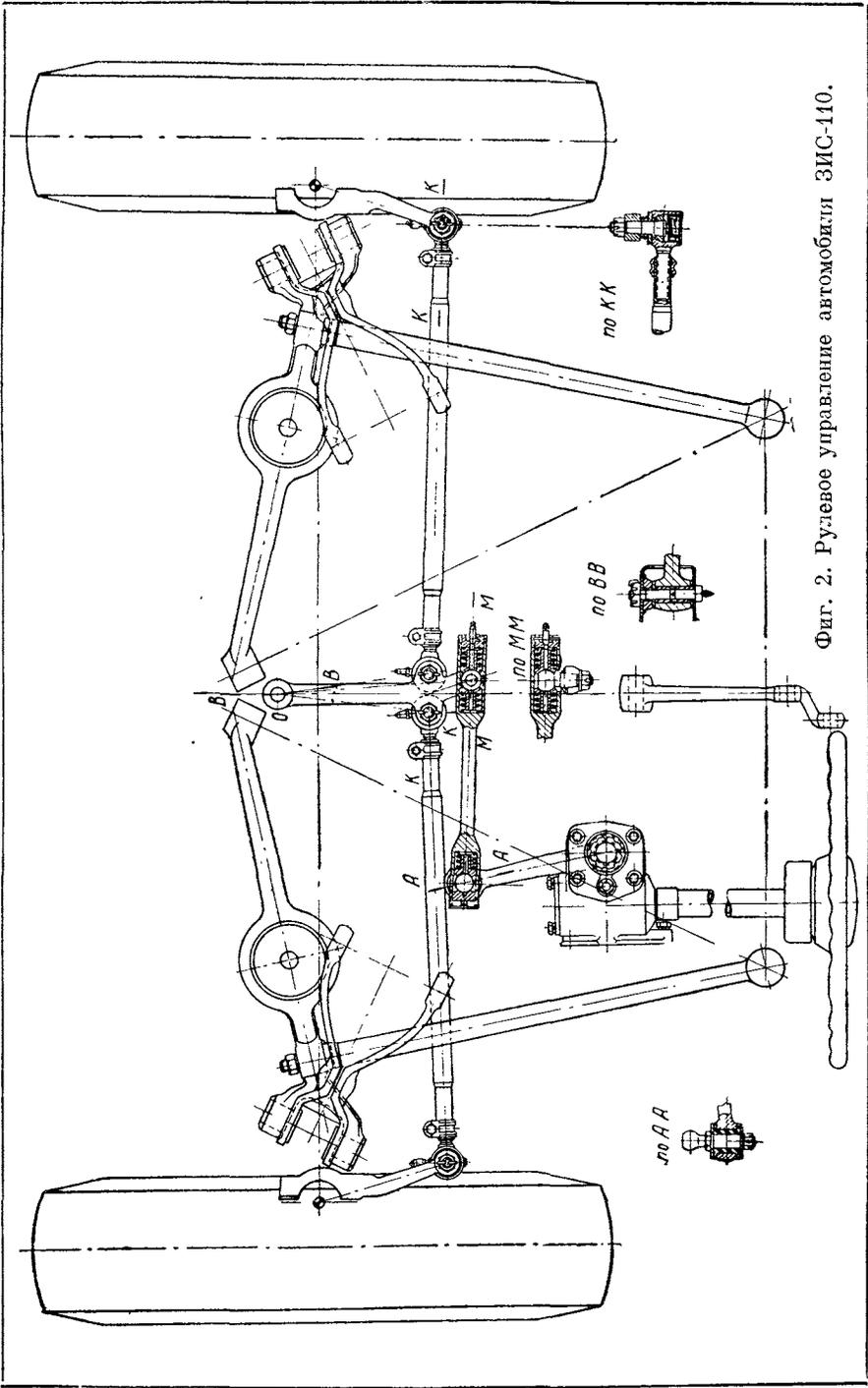
Поворотные цапфы имеют две оси: одна — ось шипа колеса, вокруг которой последнее вращается при движении автомобиля, а другая — ось шкворня, вокруг которой колесо поворачивается при повороте автомобиля. Условимся называть их следующим образом: первая — ось вращения колеса, а вторая — ось поворота колеса. Положение этих осей в различных конструкциях автомобилей различно.

Ось вращения колеса обычно наклонена относительно горизонтальной плоскости под некоторым углом. Этот угол принято называть углом развала колеса.

Благодаря углу развала колеса при наклоненном колесе уменьшается плечо его поворота, т. е. уменьшается расстояние от центра следа соприкосновения его с дорогой до продолжения оси шкворня. Кроме того, при наклоненном колесе сила, действующая вдоль его оси вращения, прижимает колесо к внутреннему подшипнику,



Фиг. 1. Рулевое управление автомобиля «Победа».



Фиг. 2. Рулевое управление автомобиля ЗИС-110.

чем способствует более устойчивому движению автомобиля по прямому направлению.

Развал колес делается также из соображений предохранения от «обратного развала», при котором расстояние между колесами вверху меньше, чем расстояние между ними внизу. При строго горизонтальном расположении шипов поворотных цапф это может получаться при деформации передней оси под действием нагрузки и при некотором износе подшипников. При «обратном развале» создается впечатление большого износа автомобиля.

Качение свободного наклоненного колеса происходит по кривой вокруг точки пересечения оси шипа поворотной цапфы поверхностью дороги. В соответствии с этим при наличии угла развала оба колеса стремятся повернуться в разные стороны — наружу от колеи движущегося прямолинейно автомобиля. Так как колеса вынуждены катиться прямолинейно, то при угле развала они все время будут испытывать стремление к боковому проскальзыванию.

Чтобы компенсировать это стремление, передние колеса устанавливаются под углом друг к другу (угол схождения), при котором расстояние между ними, измеренное на горизонтальной плоскости по их диаметру, впереди меньше, чем сзади.

При наличии одного только угла схождения колеса стремились бы повернуться внутрь колеи.

При движении автомобиля по неровной дороге всегда возникают случайные силы, стремящиеся вывести колеса из нейтрального положения.

При неправильном положении осей поворота колес (осей шкворней) эти случайные силы могут вывести колеса из нейтрального прямого положения и заставить автомобиль резко изменить направление движения или, как говорят, «плохо держать дорогу». Для устойчивого движения автомобиля по прямому направлению и для более легкого управления им шкворням дают наклон в двух направлениях: один наклон боковой, а другой — передний. При боковом наклоне оси шкворней расходятся книзу, а при переднем наклоне верхние концы шкворней отклонены назад (рассматривая это расположение по ходу автомобиля).

При одном только боковом наклоне оси шкворня точка касания колеса с дорогой при его повороте описала бы окружность, расположенную в плоскости, перпендикулярной оси поворота и наклоненной под тем же углом к поверхности дороги, под которым наклонена в бок и ось поворота, т. е. ось шкворня относительно вертикали.

Поэтому если поверхность дороги строго горизонтальная, передний мост, а следовательно, и вся передняя часть автомобиля при повороте колес будут приподниматься.

По этой же причине сила собственного веса передней части автомобиля при повернутом положении колес будет стремиться вернуть их обратно в нейтральное — прямое положение. Способность колес возвращаться из повернутого положения в нейтральное называется стабилизацией.

Передний наклон шкворней почти не создает никакого повышения передней части автомобиля при повороте управляемых колес. При таком наклоне наружное колесо заставляет переднюю часть автомобиля опускаться, а внутреннее колесо — приподниматься почти на ту же величину. Таким образом, центр тяжести автомобиля остается почти неизменным. Стабилизация управляемых колес при переднем наклоне шкворней осуществляется за счет момента центробежных сил, которые появляются немедленно при выводе управляемых колес из нейтрального — прямого положения. Такой же стабилизирующий момент появляется и при вынесенных вперед шкворнях без переднего их наклона.

Наклон шкворней поворотных цапф в основном делается для создания стабилизирующего момента. Такой наклон шкворней, однако, увеличивает работу, которую должен затрачивать водитель при повороте автомобиля.

ОБЗОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

КЛАССИФИКАЦИЯ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Все конструкции рулевых механизмов классифицируются по трем признакам: по обратимости, передаточному числу и конструктивной схеме передачи.

В соответствии с этим классификация рулевых механизмов может быть представлена в следующем виде.

А. По обратимости рулевые механизмы разделяются на три группы: 1) обратимые, 2) необратимые и 3) полуобратимые (выполненные на пределе обратимости).

Б. По передаточным числам рулевые механизмы разделяются на две группы: 1) с постоянным передаточным числом и 2) с переменным передаточным числом.

В. По конструктивной схеме рулевые механизмы разделяются на пять основных групп:

I. С шестеренчатой передачей: 1) с цилиндрическими шестернями, 2) с коническими шестернями и 3) с реечной передачей.

II. С кулачной передачей: 1) с улитками и 2) с кулаком специальной формы.

III. С винтовой передачей: 1) с рычагом, 2) с кривошипом, 3) с качающимся рулевым валом, 4) с поворачивающейся гайкой, 5) с зубчатым зацеплением и 6) с двуплечим рычагом.

IV. С кривошипной передачей: 1) с одним скользящим пальцем, 2) с одним скользящим поворачивающимся пальцем, 3) с двумя скользящими пальцами, 4) с одним вращающимся пальцем и 5) с двумя вращающимися пальцами.

V. С червячной передачей: 1) червяк выполнен на цилиндре, 2) червяк выполнен на диске, 3) червяк выполнен на внутренней поверхности шара, 4) червяк выполнен на цилиндре, а зубья — на торце сектора и 5) червяк выполнен на глобоиде.

КОНСТРУКЦИИ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Рулевые механизмы с шестеренчатой передачей

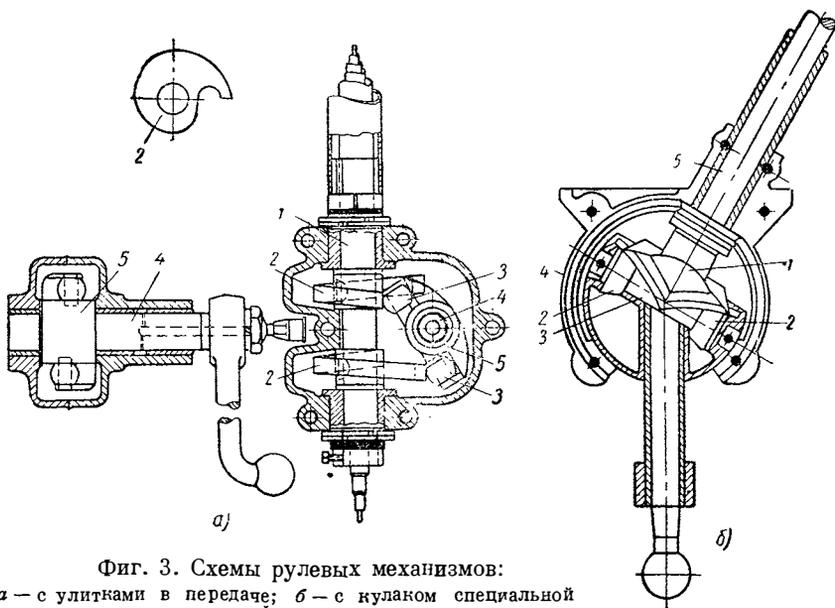
Рулевые механизмы с шестеренчатой передачей могут быть выполнены как с цилиндрическими шестернями, так и с коническими. До настоящего времени имеют применение рулевые механизмы с реечной передачей.

В целях получения большого передаточного числа, необходимого для рулевого механизма, применялось несколько пар шестерен. Большое передаточное число осуществлялось также и при помощи планетарной передачи.

Шестеренчатая передача во всех конструктивных исполнениях имеет достаточно высокий к. п. д. при передаче усилия в обе стороны, вследствие чего она получается обратимой, т. е. обладает способностью передавать все усилия не только от рулевого колеса к сошке, но и в обратном направлении — от сошки к рулевому колесу. Передаточное число таких передач приходилось выбирать сравнительно большим для того, чтобы уменьшить передачу обратных ударов на рулевое колесо.

Рулевые механизмы с кулачной передачей

Для устранения недостатков, присущих обратимой передаче, применяют передачи необратимые или находящиеся на пределе



Фиг. 3. Схемы рулевых механизмов:

а — с улитками в передаче; б — с кулаком специальной формы.

обратимости, т. е. полубратимые. К числу необратимых передач относятся кулачные, червячные и винтовые.

К кулачным передачам относятся передачи, в которых применены две улитки, выполненные по спирали и укрепленные на рулевом валу 1. Одна из таких конструкций изображена на фиг. 3, а. Улитки 2 поставлены навстречу одна другой так, что сумма их радиусов, лежащих в одной плоскости, получается величиной постоянной. На валу сошки 4 укреплен двуплечий рычаг 5 с роликами 3 бочкообразной формы.

В некоторых конструкциях применялся кулак специальной формы (фиг. 3, б). Каждая пара диаметрально расположенных точек торца кулака 1 равно удалена от средней его плоскости, проходящей через его середину и перпендикулярной оси рулевого вала 5. На валу сошки укреплен двуплечий рычаг 3, имеющий на концах конические ролики 2. Вся передача заключена в шаровой кожух 4.

Сложность изготовления кулачной передачи является основной причиной незначительного ее распространения в рулевых механизмах автомобилей.

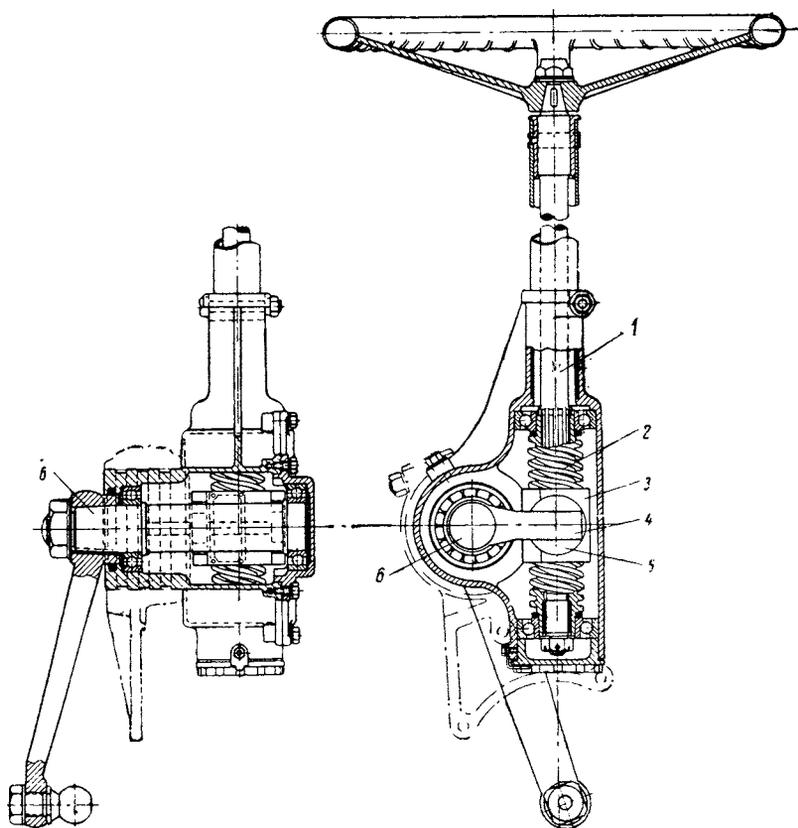
Рулевые механизмы с винтовой передачей

Вращение винта (рулевого вала) в этой передаче преобразуется в прямолинейное возвратно-поступательное движение гайки. Далее это движение гайки преобразуется во вращательное движение вала сошки. Последнее преобразование производится различными способами: при помощи рычага, кривошипа, серьги, зубчатого зацепления и пр.

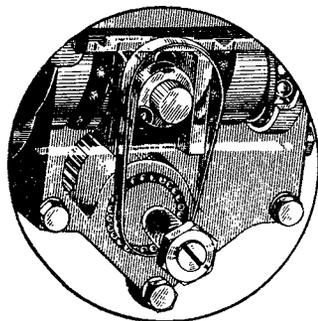
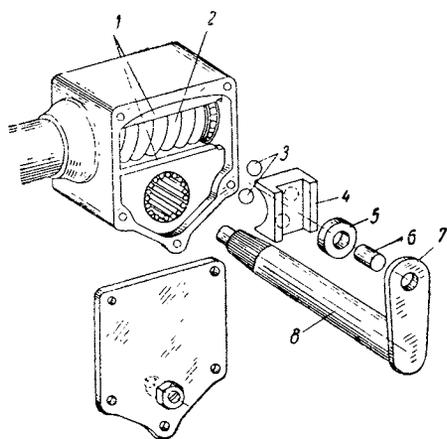
Как было указано в классификации, передача этого типа имеет несколько видов.

Конструкция винтовой передачи с рычагом показана на фиг. 4. Гайка 3 движется вдоль винта 2, установленного на двух опорах в картере руля. Червяк и рулевой вал 1 соединены при помощи шлиц. Гайка удерживается от вращения рычагами 4 вилки, которые входят в прорези цилиндрических сухарей 5. Для последних в гайке с обеих ее сторон выполнены гнезда. При повороте рулевого вала гайка перемещается по винту, а вместе с ней перемещаются сухари, в прорезях которых скользят концы рычагов и поворачивают таким образом вал рулевой сошки 6. Длина рычага в этой конструкции получается переменной. Рулевой механизм с подобной передачей применялся на грузовых автомобилях ЯАЗ.

Конструкция винтовой передачи с кривошипом изображена на фиг. 5. Винт 2, имеющий канавку с полукруглым профилем, установлен на двух шариковых радиально-упорных подшипниках в картере руля. Вдоль винта по направляющим 1 картера перемещается подушка 4 с цилиндрической выемкой, выполненной по размеру наружного диаметра винта. Роль нарезки в подушке выполняют два шарика 3, заложенные в гнезда подушки таким образом, что половина шарика заложена в гнездо, а другая его половина лежит в канавке винта. С другой стороны подушки выполнен прямоугольный паз, перпендикулярный



Фиг. 4. Рулевой механизм с винтовой передачей и рычагом.



Фиг. 5. Рулевой механизм с винтовой передачей и кривошипом.

к оси винта. Вдоль паза перемещается ролик 5, установленный на пальце 6 кривошипа 7. Палец укреплен в головке кривошипа, выполненном за одно целое с валом сошки 8. Последний установлен в картере руля на игольчатых подшипниках.

При повороте винта подушка перемещается по направляющим вдоль его оси. Так как палец кривошипа перемещается по дуге круга, то ролик при повороте червяка перемещается по пазу подушки. Радиус кривошипа в этой конструкции остается постоянным.

Конструкция винтовой передачи с качающимся рулевым валом показана на фиг. 6. Рулевой вал 3 на верхнем конце рулевой колонки имеет одну опору 1 (шариковый подшипник с глубокими канавками). Нарезанная часть 5 винта в отличие от передачи, изображенной на фиг. 4, не имеет опор в картере руля. В отверстия головок вильчатого кривошипа 7 вводятся шипы 6 гайки 4, в которую ввертывается часть 5 (фиг. 6) рулевого вала, снабженная нарезкой.

При повороте рулевого колеса гайка перемещается вместе с кривошипом по дуге круга радиуса, равного радиусу кривошипа.

Таким образом, в этой конструкции рулевой вал качается относительно подшипника верхней опоры.

Радиальные перемещения винта происходят за счет небольшого углового перемещения одного кольца подшипника относительно другого и за счет упругой деформации рулевого вала.

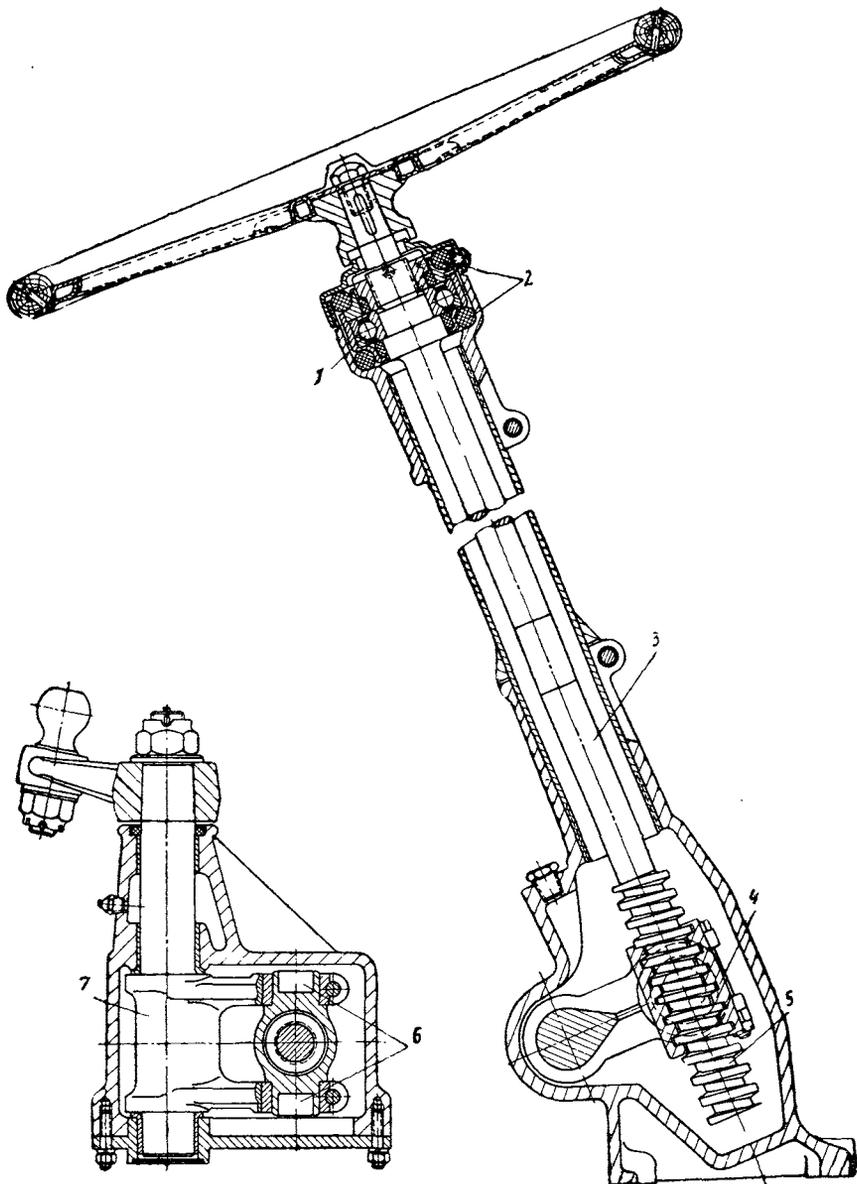
Чтобы рулевой вал не получал больших перегибов, центр кривошипа (и гайки) несколько смещается от оси верхней опоры с таким расчетом, что при перпендикулярном расположении кривошипа с винтом рулевой вал имел бы деформацию в одну сторону, а при максимальном повороте вала кривошипа рулевой вал имел бы деформацию в другую сторону.

Для устранения деформации рулевого вала его верхняя опора устанавливается между резиновыми кольцами 2. Такая конструкция применялась на двухэтажных троллейбусах ЯАЗ.

Конструкция винтовой передачи с поворачивающейся гайкой применялась на малолитражном автомобиле КИМ-10. Такой механизм и его основные детали изображены на фиг. 7. Здесь на винт, установленный в картере, накручена гайка. С одной стороны гайки выполнено гнездо, в которое входит шаровой палец кривошипа. В этой конструкции винтовой передачи гайка имеет скользящую посадку в картере, который заменяет таким образом две опоры винта. Рулевой вал в рассматриваемой конструкции имеет одну опору на верхнем конце рулевой колонки.

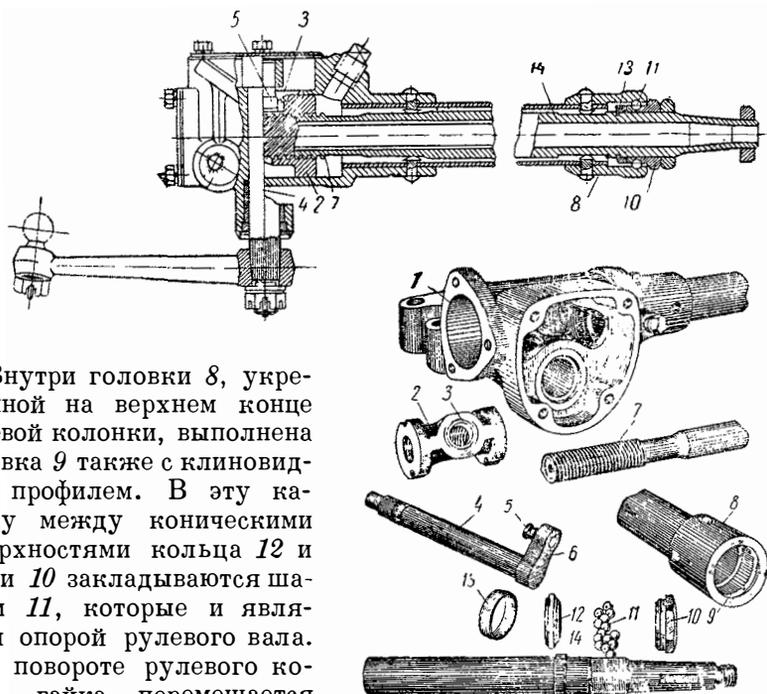
Нижний конец 7 рулевого вала имеет пятиходовую нарезку, на которую накручивается гайка 2. Последняя заходит в цилиндрическое отверстие 1 картера руля, выполненное по размеру гайки.

Сбоку гайки выполнено гнездо, в которое запрессована стальная втулка 3. В отверстие втулки вводится шаровой палец 5, запрессованный в головку кривошипа 6. Последний составляет одно целое с валом сошки 4.



Фиг. 6. Рулевой механизм с качающимся рулевым валом двухэтажного троллейбуса ЯАЗ.

Рулевой вал имеет одну опору радиально-упорного типа в верхнем конце рулевой колонки. Два кольца 12 и 13 надеваются на шейку 14 верхнего конца рулевого вала до упора в его буртик. Кольцо 12 с другой стороны имеет коническую поверхность. Такой же конус выполнен на гайке 10, наворачивающейся на конец рулевого вала. В собранном виде оба конуса кольца и гайки образуют канавку с клиновидным профилем.



Внутри головки 8, укрепленной на верхнем конце рулевой колонки, выполнена канавка 9 также с клиновидным профилем. В эту канавку между коническими поверхностями кольца 12 и гайки 10 закладываются шарики 11, которые и являются опорой рулевого вала. При повороте рулевого колеса гайка перемещается вдоль винта, увлекает палец кривошипа и тем самым поворачивает вал сошки.

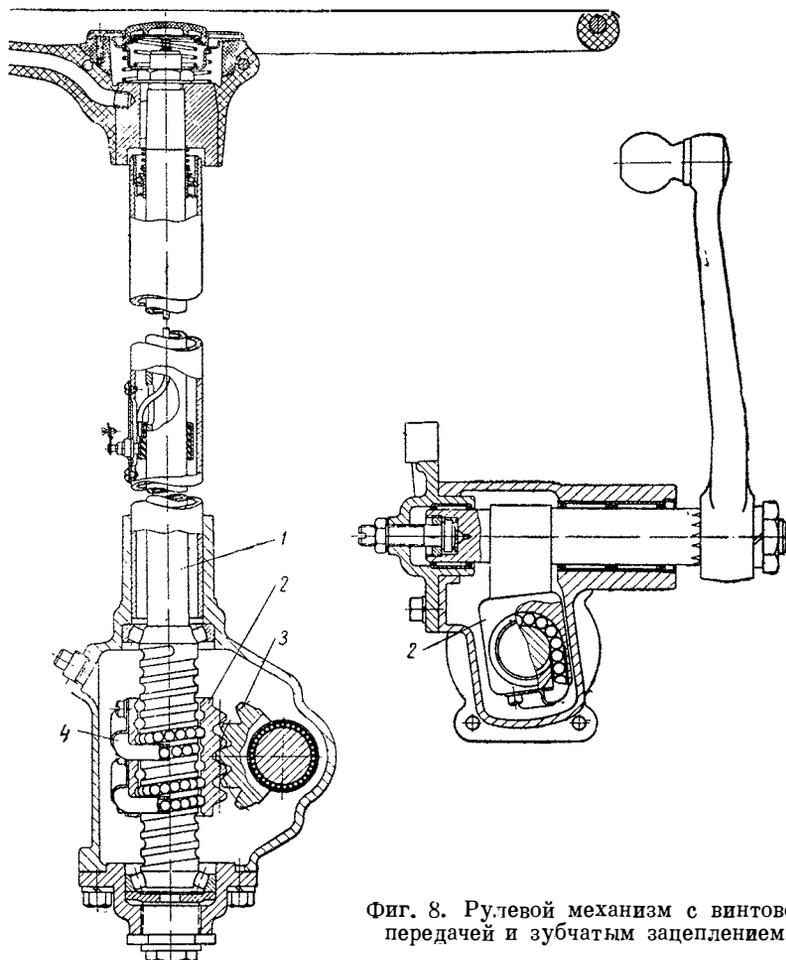
Так как шаровой палец кривошипа перемещается по дуге круга, около оси вала сошки, то гайка, кроме поступательного перемещения вдоль винта, поворачивается около его оси.

В этой конструкции верхняя опора рулевого вала предназначена в основном для восприятия осевых сил, действующих на рулевой вал, а также и для восприятия усилий, прилагаемых водителем к рулевому колесу.

Отсутствие устройств для регулировки зазоров между гайкой и картером руля, между гайкой и винтом, а также в шаровом соединении пальца кривошипа с гайкой в значительной степени снижает срок службы рулевого механизма и ограничивает применение такой конструкции на автомобилях.

Фиг. 7. Рулевой механизм с винтовой передачей и поворачивающейся гайкой.

Конструкция винтовой передачи с зубчатым зацеплением. В этой конструкции на винт, установленный в картере на подшипниках, накручена гайка, на одной стороне которой выполнены два ряда реечных зубьев. С послед-

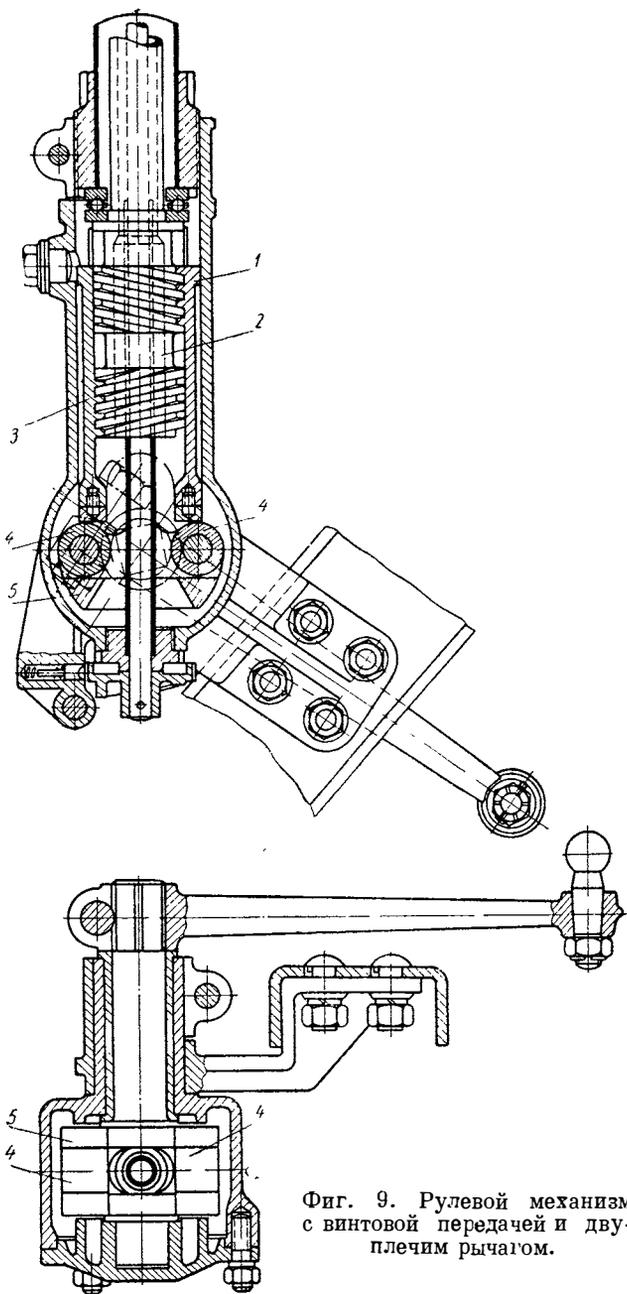


Фиг. 8. Рулевой механизм с винтовой передачей и зубчатым зацеплением.

ними сцепляются две цилиндрические шестерни, насаженные на вал сошки и расположенные по обе стороны последней.

Гайка выполнена разрезной, стягиваемой двумя болтами. Это сделано для устранения зазоров, появляющихся между гайкой и винтом вследствие их износа.

Зазоры, появляющиеся между зубьями рейки и шестерен, не могут быть устранены, и вследствие быстрого их износа эта передача большого распространения не получила. Более совершенной в этом отношении является конструкция, изображенная на фиг. 8.



Фиг. 9. Рулевой механизм с винтовой передачей и дву-плечим рычагом.

На винт рулевого вала 1, установленного на двух подшипниках в картере руля, накручена гайка 2. С одной ее стороны выполнены зубья в виде рейки, с которыми зацепляются зубья сектора 3 вала рулевой сошки. Для регулировки зазоров зубья сектора выполнены наклонными.

Для уменьшения трения и получения полной обратимости рулевого механизма между винтом и гайкой заложены шарики.

Выходные концы нарезки гайки замыкаются двумя трубками 4, также заполненными шариками. При повороте винта гайка перемещается вдоль его оси, а шарики, перекатываясь по нарезке, входят в один конец трубок, перемещаются по ним, выходят из другого их конца и поступают с другой стороны гайки в нарезку. При перемещении гайки, зацепляясь с зубьями сектора, увлекает их, поворачивая таким образом вал рулевой сошки.

Конструкция винтовой передачи с двумя плечами рычагом приведена на фиг. 9. Винт 2 рулевого вала имеет два участка с правой и левой резьбами.

На нарезанные части винта накладываются две полугайки 1 и 3 с такой же нарезкой. Обе полугайки перемещаются вдоль винта и вследствие наличия шпонки не могут вращаться вместе с ним.

За одно целое с валом сошки выполнен двухплечий рычаг 5, концы которого касаются торцов обеих полугайек 1 и 3. Для уменьшения трения между полугайками и концами рычага на последних установлены ролики 4.

При повороте рулевого вала одна полугайка поднимается, а другая опускается и, нажимая на конец рычага, поворачивает вал сошки.

В некоторых конструкциях применялся винт, имевший пересекающиеся правую и левую резьбы. Полугайки имели также резьбы с различным направлением. Эта конструкция более компактна, чем первая.

Рулевые механизмы с кривошипной передачей

Эта передача в рулевом механизме осуществляется при помощи цилиндрического червяка и кривошипа с пальцем, заходящим в канавку червяка.

Как было указано в классификации, рулевые механизмы с кривошипной передачей разделяются на несколько видов.

Конструкция кривошипной передачи с одним скользящим пальцем показана на фиг. 10¹.

Червяк, имеющий крупную и глубокую нарезку, установлен в картере руля на двух шариковых радиально-упорных подшипниках.

Вал сошки установлен на скользящих подшипниках в картере руля.

¹ Конструкция рулевого механизма с кривошипной передачей применялась на грузовых автомобилях ЗИС-5.

На валу сошки выполнен кривошип, конический палец которого входит в канавку червяка. При повороте червяка его виток увлекает палец кривошипа, который, перемещаясь по дуге круга, поворачивает вал сошки. При этом палец кривошипа поворачивается относительно витка и соприкасается с ним различными точками. Поэтому палец кривошипа выполняется в сечении круглой формы.

При круглой форме палец соприкасается с витком червяка по линии. Чтобы получить такое соприкосновение по всей длине витка, червяк должен нарезаться пальцевой фрезой, выполненной по форме пальца, и при условии, что ее перемещение при нарезке червяка будет происходить по той же дуге, что и движение пальца, и с радиусом, равным радиусу кривошипа.

Нарушение этого условия приводит к точечному соприкосновению пальца с витком, вследствие чего значительно повышается их износ и ухудшается зацепление передаточной пары.

Основным недостатком конструкции со скользящим пальцем является большой износ его трущихся поверхностей.

Так как соприкосновение пальца с витком червяка происходит по линии и при наличии большого скольжения (главным образом в середине зацепления), естественно, что износ пальца получается особенно большим.

Уменьшение износа может быть достигнуто увеличением поверхности соприкосновения.

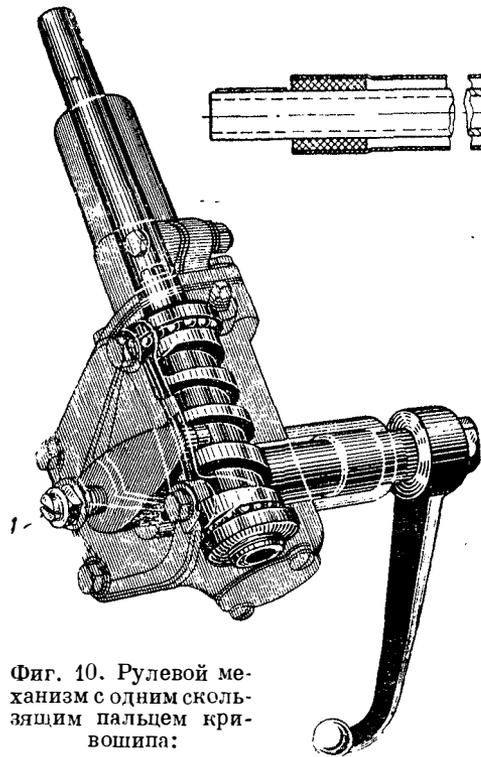
С этой целью была разработана конструкция кривошипной передачи с одним скользящим — поворачиваемым в одну сторону пальцем (фиг. 11). В этой конструкции палец имеет две плоскости, которыми он и соприкасается с витками червяка, причем палец выполнен поворачивающимся в головке кривошипа.

В некоторых конструкциях скользящий — поворачивающийся палец устанавливается в головке кривошипа на двух конических роликовых подшипниках.

При цилиндрической форме червяка и криволинейном движении пальца кривошипа (по дуге круга) его ось перемещается относительно оси червяка и образует с радиусом червяка переменный угол. При этом палец кривошипа находится в канавке на различной глубине в зависимости от угла поворота.

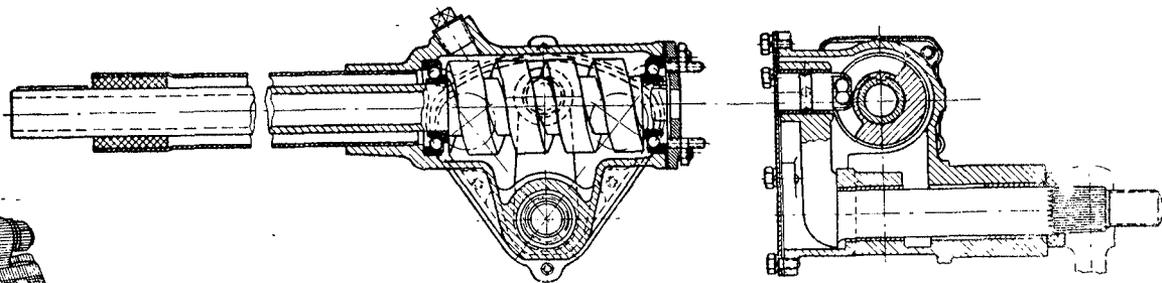
Если в нейтральном положении ось пальца установить по оси червяка, то при максимальных отклонениях сошки в обе стороны от середины палец кривошипа может выйти из канавки, а следовательно, и из зацепления с витком червяка. Это в большой степени ограничивает величину максимально возможного угла поворота кривошипа.

Чтобы уменьшить разницу в глубине погружения пальца в канавку червяка и увеличить максимально допустимый угол поворота вала кривошипа, ось последнего смещается ближе к оси червяка так, чтобы последняя делила пополам стрелку дуги движения пальца. При этом в среднем положении ось последнего заходит за ось чер-

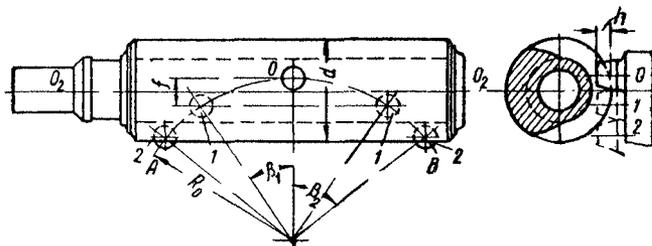


Фиг. 10. Рулевой механизм с одним скользящим пальцем кривошипа:

1 — регулировочный винт.



Фиг. 11. Рулевой механизм со скользящим поворачиваемся пальцем кривошипа.



Фиг. 12. Схема движения пальца кривошипа по червяку:

O — среднее нейтральное положение пальца; 1 — положение пальца при максимально допустимом угле поворота кривошипа β_1 ; 2 — положение пальца при выходе его из канавки и из зацепления с витком червяка при повороте кривошипа на угол β_2 .

вяка, а в крайних правом и левом положениях при максимальном отклонении она заходит за ось червяка по другую ее сторону сравнительно со средним положением.

На фиг. 12 показана схема движения пальца по длине червяка.

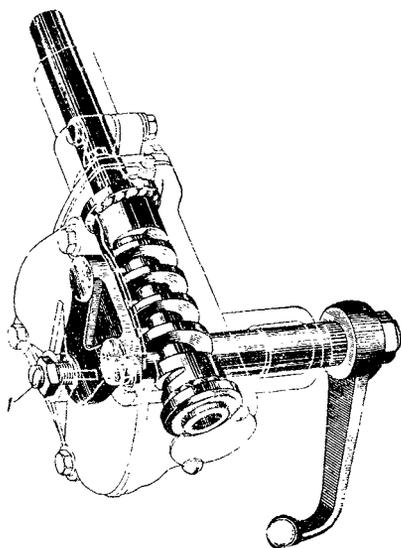
Смещение оси вала кривошипа ближе к оси червяка лишь незначительно увеличивает угол поворота вала кривошипа. Не дает желаемого результата и увеличение размеров диаметра червяка d и радиуса кривошипа R .

Значительное увеличение угла поворота вала кривошипа обеспечивается конструкцией с двумя пальцами. Рулевой механизм с кривошипной передачей и двумя скользящими пальцами изображен на фиг. 13.

В отличие от первой конструкции кривошип имеет два пальца, выполненные с ним и с валом сошки за одно целое и расположенные один от другого на расстоянии, соответствующем трем угловым шагам.

Иногда высказывается предположение, что усилие, действующее от колеса на сошку, распределяется здесь на два пальца, вследствие чего их износ должен быть значительно ниже. При тех же размерах пальцев, что и в однопальцевой конструкции, прочность их выше. Уменьшение износа и повышение прочности пальцев иногда считается основным преимуществом двухпальцевого кривошипа перед однопальцевым. В двухпальцевой конструкции в среднем положении кривошипа действительно работают два пальца и оба находятся в соприкосновении с витком червяка до определенного угла поворота кривошипа. При определенных условиях зацепления можно принять, что действующая в этом случае сила распределяется поровну на оба пальца кривошипа. Однако при некотором повороте червяка один палец кривошипа выходит из зацепления, и в соприкосновении с витком находится лишь второй палец, который и воспринимает всю действующую силу. Этот палец остается в зацеплении с червяком до максимально возможного угла поворота кривошипа. Вследствие этого максимально допустимый угол поворота кривошипа имеет несравненно большую величину, чем в конструкции с однопальцевым кривошипом.

Следовательно, возможность получения несравненно большего угла поворота кривошипа является основным преимуществом двухпальцевой конструкции перед однопальцевой.



Фиг. 13. Рулевой механизм с двумя скользящими пальцами кривошипа:

1 — регулировочный винт.

С повышением скоростей движения и грузоподъемности автомобилей управление ими становилось все более затруднительным. Для облегчения работы водителя рулевой механизм должен быть обратимым и легким в управлении. Это достигается минимальным трением в передаче. Наиболее удачным решением вопроса с точки зрения понижения износа и повышения эксплуатационных качеств является применение вращающегося пальца.

Конструкция кривошипной передачи с вращающимся пальцем позволяет уменьшить трение в механизме, что повышает эксплуатационные качества передачи.

Вращающийся палец выполняется как в однопальцевой, так и в двухпальцевой конструкции кривошипа. Рулевой механизм последней конструкции приведен на фиг. 14.

Каждый палец в этой конструкции установлен в головке кривошипа на двух конических роликовых подшипниках, воспринимающих как осевые, так и радиальные усилия.

В отдельных конструкциях вращающийся палец устанавливается на двух различных подшипниках: один роликовый цилиндрический, другой — шариковый. В данном случае внутренний подшипник, имеющий цилиндрические ролики, воспринимает большие радиальные усилия, а наружный шариковый выполнен радиально-упорным, воспринимающим как радиальные, так и осевые силы меньшей величины.

Руль с передачей при помощи цилиндрического червяка и кривошипа применяется также и на автомобиле с четырьмя управляемыми колесами.

Фиг. 14. Рулевой механизм с двумя вращающимися пальцами кривошипа:

1 — регулировочный болт.

Для привода на все четыре колеса рулевой механизм сдваивается в одном агрегате. В такой конструкции цилиндрический червяк удлиненной формы имеет две отдельные нарезки, в которых перемещаются скользящие пальцы двух отдельных кривошипов.

Рулевые механизмы с червячной передачей

Как было указано в классификации, червячная передача в зависимости от формы червяка и зацепляющейся с ним детали (шестерни, сектора, ролика и т. д.) разделяется на несколько видов.

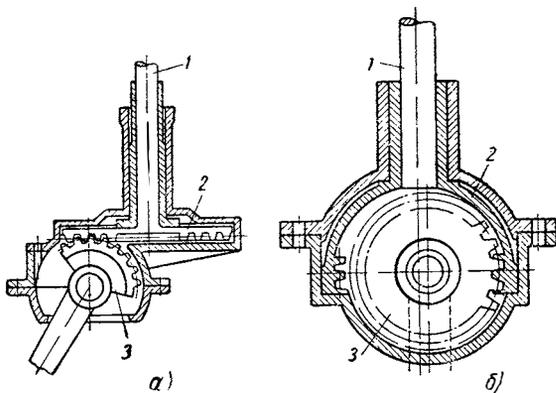
Обычная червячная передача, осуществляемая при помощи цилиндрического червяка и червячной шестерни, позволяет получить большое передаточное число, которое является необходимым для

рулевого механизма. Передача, осуществленная при помощи цилиндрического червяка и червячной шестерни, применялась в рулях первых отечественных автомобилей АМО-Ф15.

При работе автомобиля рулевая сошка, а вместе с ней и шестерня, поворачивается лишь на часть оборота, что позволяет вместо шестерни применять сектор с зубьями. Однако применение целой шестерни позволяет при износе работающих зубьев повернуть всю шестерню на валу и иметь в зацеплении новые зубья вместо изношенных. В случае применения сектора, выполненного вместе с валом, вся деталь оказывалась негодной для дальнейшей работы при износе средних зубьев.

Поэтому сектор с зубьями в некоторых конструкциях выполняют сменным, привертываемым к фланцу вала.

Были предложения выполнить червячную нарезку на диске (фиг. 15, а) или на внутренней поверхности шара (фиг. 15, б). В первом случае рулевой вал 1 имеет диск 2, на торце которого выполнена спиральная нарезка с трапециевидным профилем. С витками такой нарезки зацепляются зубья сектора 3, укрепленного на валу сошки. Во втором случае на конце рулевого вала 1 укреплен шаровой колпак 2, на внутренней поверхности которого в средней ее части выполнена винтовая нарезка. С ее витками зацепляются зубья шестерни, укрепленной на валу сошки, причем шестерня представляет собой среднюю часть шара, на которой выполнены винтовые зубья. Зацепление витка может происходить с зубьями только одной стороны шестерни, вследствие чего ось последней смещена относительно оси шарового колпака.



Фиг. 15. Схемы рулевых механизмов с червячной передачей:

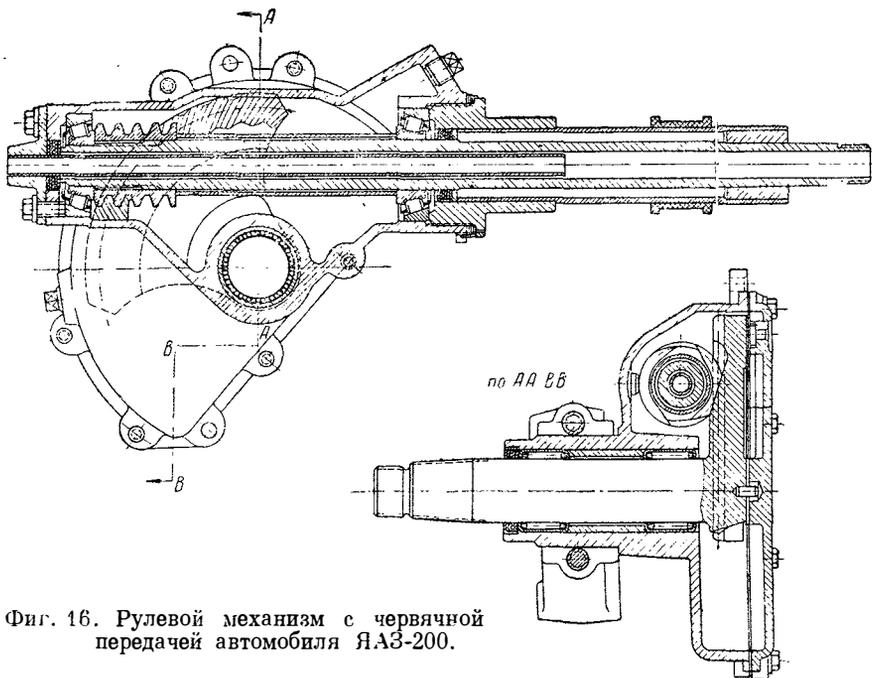
а — с винтовой нарезкой на диске; б — с винтовой нарезкой на внутренней поверхности шара.

В силу общих недостатков, присущих червячной передаче, и большой конструктивной и производственной сложности эти две конструкции применения не получили.

Весьма интересной является передача, осуществленная при помощи цилиндрического червяка и многозубчатого сектора, у которого зубья выполнены спиральными и расположены на торце диска. Рулевой механизм с такой передачей, применяемый на грузовых автомобилях ЯАЗ и МАЗ, показан на фиг. 16. При трапециевидной форме профиля и витков червяка и зубьев сектора их соприкосновение теоретически получается по линии, которая при повороте червяка перемещается по длине зуба сектора. Таким образом, в этой конструкции вся длина зубьев сектора становится рабочей, вслед-

ствии чего их износ получается меньше, чем у сектора с другим выполнением и расположением зубьев.

Чтобы получить равномерное распределение усилия, действующего между витками червяка и зацепляющимися с ними зубьями сектора, по всем точкам их соприкосновения необходимо, чтобы расстояние между осью червяка и осью вала сектора в процессе эксплуатации было постоянным.



Фиг. 16. Рулевой механизм с червячной передачей автомобиля ЯАЗ-200.

В конструкциях со скользящими втулками в опорах вала сектора их трущиеся поверхности (главным образом втулок) неизбежно подвержены износу. Это нарушает правильность расположения осей вала сектора и червяка, а следовательно, нарушает правильность зацепления и равномерное распределение действующего на зубья сектора усилия по точкам их соприкосновения с витками червяка.

Поэтому в рулях автомобилей ЯАЗ и МАЗ в опорах вала сектора вместо обычных бронзовых втулок применяются игольчатые подшипники.

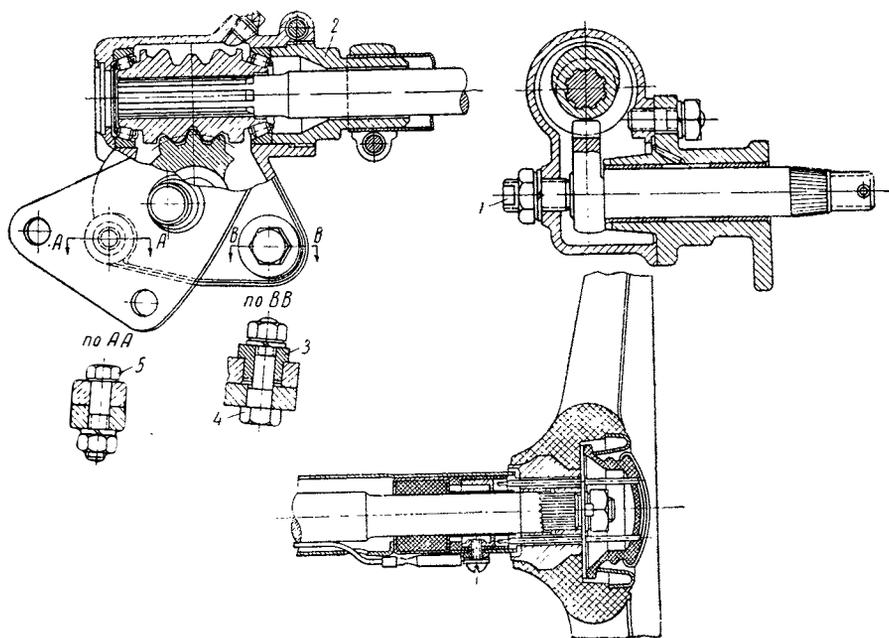
При коротком расстоянии между опорами вала сектора (автомобили ЯАЗ и МАЗ) на них действуют более значительные силы, чем при большом расстоянии. Таким образом, применение в этих опорах подшипников качения (более износостойких) становится тем более необходимым.

Из всех существующих видов конструкций рулевой механизм с глобоидальной передачей является одним из наиболее распростра-

ненных рулевых механизмов, применяемых на автомобилях различных марок и типов.

Такая передача получила применение в рулях новых моделей отечественных автомобилей ГАЗ, ЗИС и МЗМА.

В рулевом механизме с витком глобоидального червяка зацепляется зубчатый сектор или вращающийся на пальце ролик. Сектор применяется двух- или трехзубый, а ролик — одногребневый, двухгребневый и трехгребневый.



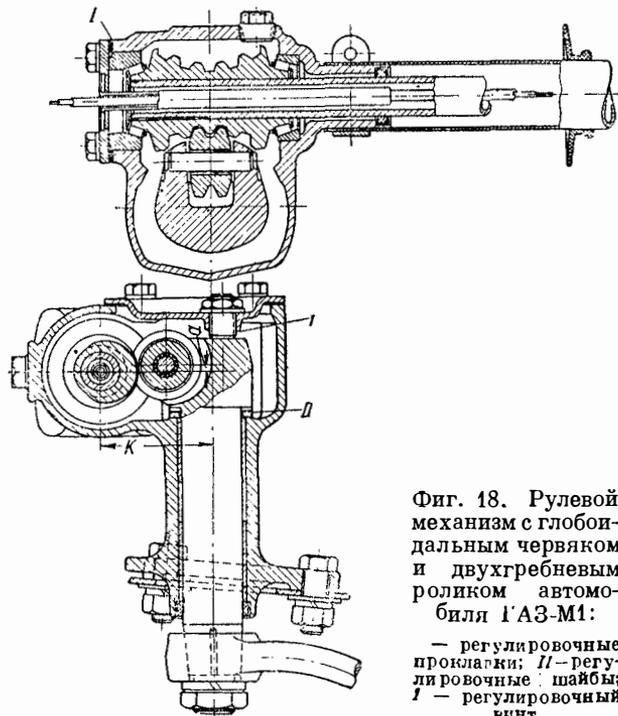
Фиг. 17. Рулевой механизм с глобоидальным червяком и трехзубым сектором автомобиля «Москвич».

Конструкция рулевого механизма, имеющего в передаче двухзубый сектор, применялась на автомобилях ГАЗ-А и ГАЗ-АА.

Рулевой механизм с трехзубым сектором, применяемый на автомобиле «Москвич», показан на фиг. 17.

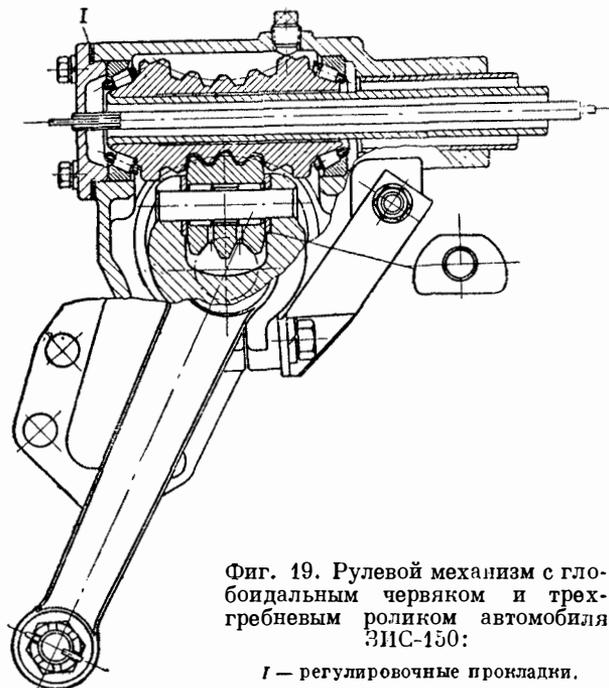
Основным недостатком глобоидальной передачи с зубчатым сектором является чрезмерно большой износ зубьев сектора. Это получается потому, что рабочая поверхность зубьев меньше, чем витков червяка.

В передаче с трехзубым сектором большой износ получает главным образом средний зуб. При движении автомобиля по прямому направлению наибольшему износу подвержена средняя часть витка червяка. Зацепление червяка с трехзубым сектором осуществляется не всеми тремя зубьями, а только одним. Поэтому при наличии большого скольжения между средним зубом и витком при малой



Фиг. 18. Рулевой механизм с глобоидальным червяком и двухгребневым роликом автомобиля ГАЗ-М1:

— регулировочные прокладки; II — регулировочные шайбы; I — регулировочный винт.



Фиг. 19. Рулевой механизм с глобоидальным червяком и трехгребневым роликом автомобиля ЗИС-150:

I — регулировочные прокладки.

трущейся поверхности зуба естественно, что его износ получается особенно большим.

Большое трение, возникающее между трущимися поверхностями зубьев сектора и витков червяка, их износ и связанные с ним отрицательные явления в эксплуатации в значительной степени ограничивают применение этого типа рулевого механизма на автомобиле.

Более совершенной конструкцией в отношении трения и износа является рулевой механизм, в котором вместо зубчатого сектора применяется вращающийся на пальце ролик. Конструкция рулевого механизма с одногребневым роликом была разработана для отечественного легкового автомобиля Л-1 (Ленинградского завода). Рулевой механизм с двухгребневым роликом, применявшийся на автомобилях М-1, показан на фиг. 18.

Рулевые механизмы автомобилей ЗИС-101, ЗИС-110, ГАЗ-51 и ГАЗ-М20 имеют в передаче также двухгребневый ролик.

На грузовых автомобилях ЗИС и ДАЗ и автобусах ЗИС применяется рулевой механизм с трехгребневым роликом в передаче. Конструкция такого руля приведена на фиг. 19.

КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ ОПОРЫ ЧЕРВЯКА И ВАЛА СОШКИ

Червяк или винт с рулевым валом устанавливается в картере руля обычно на двух шариковых радиально-упорных или роликовых конических подшипниках, воспринимающих как осевые, так и радиальные усилия. В отдельных конструкциях применяются скользящие опоры.

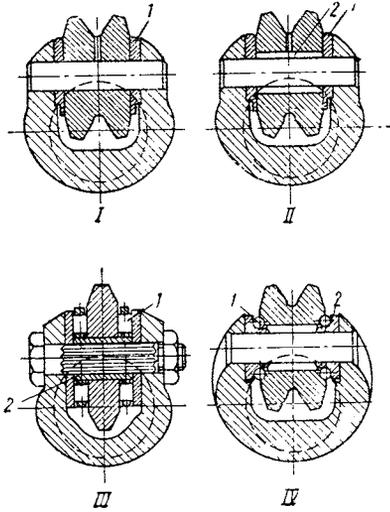
Вал сошки с кривошипом, с сектором или роликом устанавливается на скользящих опорах во втулке, выполненной за одно целое с картером руля, или во втулке боковой его крышки. В конструкциях с коротким валом сошки его опоры располагаются и во втулке картера, и в его боковой крышке.

В некоторых конструкциях в качестве опор вала сошки вместо скользящих втулок применяются подшипники качения (роликовые цилиндрические или игольчатые подшипники). Такие опоры применяются преимущественно в тех конструкциях передачи, в которых износ скользящих втулок очень сильно отражается на зацеплении передаточной пары и в конструкциях с коротким валом сошки.

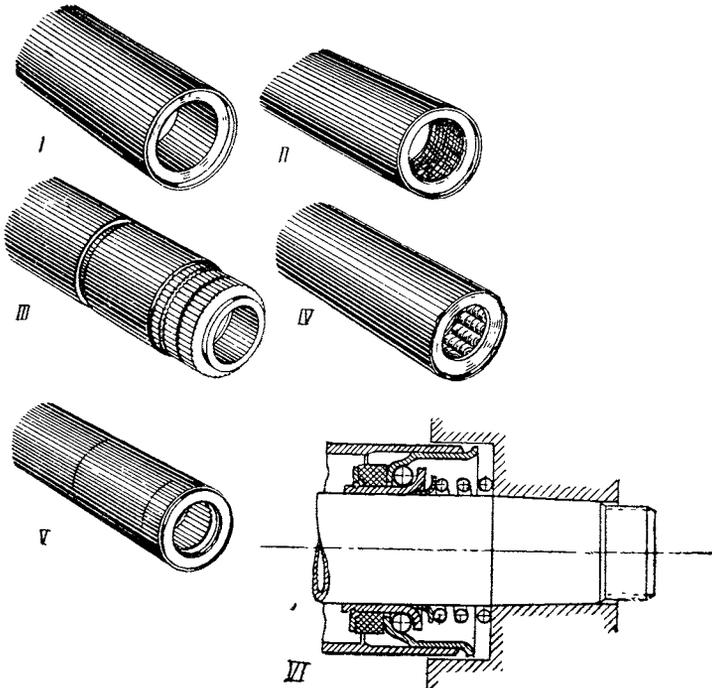
УСТАНОВКА РОЛИКА В РУЛЕ С ГЛОБОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Установка вращающегося ролика в головке вала сошки в такой передаче осуществляется различными способами. Все применяемые конструкции этого узла изображены на фиг. 20.

Во-первых, ролик можно устанавливать непосредственно на пальце (фиг. 20, *1*). Между отрезками головки вала сошки и торцевыми поверхностями ролика установлены термообработанные шайбы *1*. Для предохранения шайб от проворачивания между ними и отрезками головки выполнены заплечики.



Фиг. 20. Схемы установки вращающегося ролика на пальце.



Фиг. 21. Конструкции верхней опоры рулевого вала:

I — скользящая металлическая опора, выполненная из бронзы или чугуна; *II* — скользящая опора, выполненная из текстолита; *III* — скользящая опора, выполненная из пластмассы (опора заключена в резиновую втулку с рифтами снаружи и вместе с втулкой вставляется в рулевую колонку); *IV* — роликовая опора; *V* — игольчатая опора; *VI* — шариковая опора.

В этой конструкции как между шайбами и прилегающими к ним поверхностям ролика, так и между его отверстием и пальцем имеет место трение скольжения.

Во-вторых (фиг. 20, *II*), между роликом и пальцем можно устанавливать иголки 2, а между его торцевыми поверхностями и отроостками головки вала сошки установлены шайбы 1, как и в первом случае. Трение скольжения имеется только между торцевыми поверхностями ролика и прилегающими к ним шайбами. Такая конструкция применялась в рулях автомобилей ЗИС-101. В некоторых конструкциях шайбы выполнены плавающими (без заплечиков). В этом случае трение скольжения имеет место или между торцевыми поверхностями ролика и прилегающими к ним шайбами, или между последними и поверхностями отроостков головки вала сошки, или между теми и другими одновременно.

В-третьих (фиг. 20, *III*), ролик устанавливается непосредственно на неподвижной втулке 2, через которую проходит палец. С обеих торцевых сторон ролика расположены шариковые или роликовые упорные подшипники 1. В этой конструкции трение скольжения имеет место только между отверстием ролика и неподвижной втулкой, на которой он установлен.

В-четвертых (фиг. 20, *IV*), ролик может устанавливаться на двух рядах шариков. В торцах ролика выполнены гнезда, а на пальце установлены конусы 2 с галтелями. Между канавками гнезд ролика и галтелями конусов с обеих сторон заложены два ряда шариков 1. Таким образом, в этой конструкции имеет место только трение качения. Такая конструкция применяется в рулях автомобилей ЗИС-110 и ГАЗ-51.

ВЕРХНЯЯ ОПОРА РУЛЕВОГО ВАЛА

Кроме двух опор, выполненных в картере руля для винта или червяка, рулевой вал имеет на конце третью верхнюю опору, расположенную в верхнем конце рулевой колонки. Эта опора является поддерживающей, предназначена для восприятия усилий, прилагаемых водителем к рулевому колесу, и разделяется на следующие виды: 1) скользящая (металлическая или из других материалов); 2) роликовая или игольчатая и 3) шариковая.

Все виды верхней опоры рулевого вала приведены на фиг. 21 и применяются в рулевых механизмах современных автомобилей.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАЗОРОВ В ПЕРЕДАЧЕ

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ЗАЗОРАМ

Одним из факторов, в большой степени способствующих неустойчивому движению автомобиля по прямому направлению, являются зазоры в передаче рулевого механизма. Поэтому зацепление передаточной пары при прямом положении управляемых колес должно быть без зазора.

При повернутом положении колес зацепление передаточной пары может быть с зазорами, которые на работу рулевого управления в этом их состоянии никакого влияния не оказывают.

При износе трущихся и катящихся поверхностей необходимо, чтобы не нарушалось правильное зацепление передаточной пары, т. е. сохранялось бы беззазорное соприкосновение в средней части червяка и с зазорами по концам во все время работы рулевого механизма на автомобиле.

Условия, необходимые для правильного зацепления передаточной пары, т. е. беззазорного в среднем положении и с зазорами по концам, а также и необходимость точного расположения одной детали передаточной пары относительно другой, вытекающая из особенностей отдельных конструкций передачи, требуют применения в конструкции рулевого механизма соответствующих регулировочных устройств.

Появляющиеся вследствие износа зазоры в соединениях и в зацеплении устраняются также при помощи регулировочных устройств.

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВКИ ЗАЗОРОВ

В первых конструкциях рулевых механизмов не предусматривалась необходимость регулирования зазоров в соединениях. К числу таких конструкций относятся шестеренчатые передачи, кулачные, червячные и др.

Требования эксплуатации к рулевому механизму в отношении зазоров, появляющихся при износе, стали выше в связи с возросшими скоростями движения.

Устранение зазоров в червячных передачах осуществлялось или поворотом шестерни, вводя в зацепление неизношенную ее часть, или сменой средних наиболее износившихся ее зубьев. Были попытки выполнить средние зубья саморегулирующимися.

С этой целью была предложена червячная передача, в которой зубчатый червячный сектор выполнен разъемным в плоскости вращения.

Под действием пружин соприкосновение той и другой части сектора с обеими сторонами профилей витков червяка получается всегда беззазорным по всей длине линии их зацепления.

Получающееся в последнем случае беззазорное соприкосновение передаточной пары по всей длине линии зацепления затрудняет управление из-за наличия пружин, особенно при износе. Поэтому конструкции рулевых механизмов с саморегулирующимися устройствами распространения не получили.

В зависимости от конструкции рулевого механизма в настоящее время применяются две, три или четыре следующие регулировки: 1) регулировка зазоров в опорах червяка; 2) регулировка зазоров в передаче; 3) регулировка осевого зазора вала сошки; 4) регулировка середины зацепления.

Регулировка зазоров в опорах червяка

Регулировка зазоров в опорах червяка осуществляется тремя способами.

1. Регулировка осуществляется при помощи втулки 2 (см. фиг. 17), ввертываемой вместе с рулевой колонкой в горловину картера руля. Этот способ применяется в различных конструкциях рулевых механизмов.

2. Регулировка производится при помощи прокладок 1, установленных между верхней или нижней крышками и картером руля. Этот способ регулирования применяется в рулях, изображенных на фиг. 18, 19, 23 и др.

3. Регулировка зазоров в опорах червяка осуществляется при помощи регулировочного винта (см. фиг. 8), ввертываемого в нижнюю крышку картера руля.

Регулировка зазоров в передаче

Для всех конструкций рулевых механизмов регулировка зазоров в передаче имеет большое значение и главным образом при движении автомобиля по прямому направлению. Регулировка зазоров в передаче осуществляется разными способами.

1. Регулировка производится при помощи прокладок, установленных между картером руля и его боковой крышкой. Такой способ регулирования зазоров применяется в тех конструкциях рулей с кривошипной передачей, где затылок кривошипа скользит по внутренней поверхности крышки.

Одна из таких конструкций (ЗИС-5) изображена на фиг. 22. Набором регулировочных прокладок 5 различной толщины осуществляется погружение пальца кривошипа на необходимую глубину в канавку червяка. Для возможности регулирования зазоров палец выполняется коническим, а канавка червяка — трапециевидной.

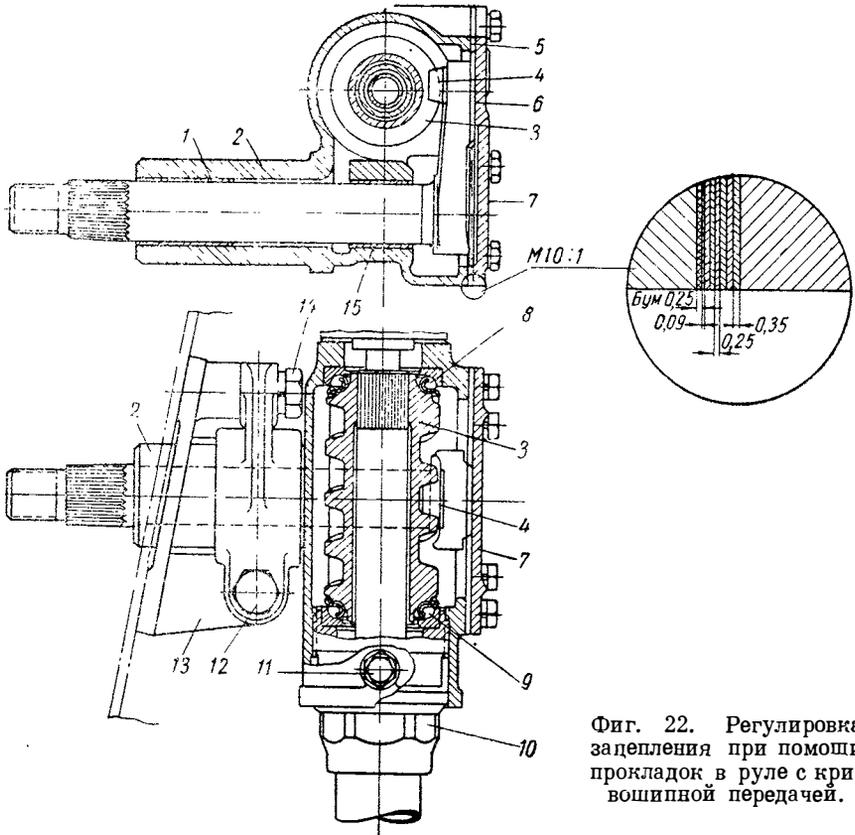
Регулировка зазоров в передаче при помощи тонких шайб 11, установленных между головкой вала сошки и втулкой картера, производится в рулях с глобоидальной передачей.

Этот способ применяется в конструкциях, где вал сошки располагается во втулке, выполненной за одно целое с картером. При таком способе регулирования зазоров в передаче расстояние K между осями валов в картере руля (см. фиг. 18) несколько меньше суммы величин наименьшего начального радиуса червяка и радиуса зацепления. При этом ось ролика получается смещенной на величину a от плоскости, проходящей через ось червяка и перпендикулярной оси вала сошки. Такое положение ролика и показано на фиг. 18.

2. Регулировка производится при помощи регулировочного болта 1, ввертываемого в боковую крышку картера руля. Такой способ применяется в рулях с кривошипной передачей (см. фиг. 10, 13 и 14).

3. Зазоры в передаче регулируются при помощи эксцентрикового пальца.

В конструкциях рулей с глобоидальной передачей, где вал сошки располагается во втулке, выполненной за одно целое с боковой крышкой, между ней и картером руля установлен эксцентриковый палец. При его повороте крышка смещается относительно картера, приближая вал сошки к червяку.



Фиг. 22. Регулировка задепления при помощи прокладок в руле с кривошипной передачей.

В рулевом механизме автомобиля «Москвич» регулировка зазоров в передаче осуществляется при помощи двух эксцентриков: эксцентриковой втулки 3 (см. фиг. 17), размещающейся во фланце картера руля, и эксцентрикового болта 4, проходящего сквозь втулку. Эксцентрик болта размещается во фланце боковой крышки. В отличие от многих других конструкций здесь двумя эксцентриками производится только одна регулировка зазоров в передаче.

Изменение зазора осуществляется одновременным поворотом обоих эксцентриков и крышка при этом поворачивается около оси болта 5.

4. Зазоры в передаче регулируются при помощи эксцентриковой втулки ролика. Такой способ применяется в конструкциях рулей с глобоидальной передачей с односторонним роликом (фиг. 20. III). На пальце установлена эксцентриковая втулка 2, на которой вращается ролик. Соединение пальца и эксцентриковой втулки выполнено при помощи рифтов. Поворотом эксцентриковой втулки за шестигранную головку пальца осуществляется регулировка зазоров между роликом и червяком.

Регулировка осевого зазора вала сошки

Эта регулировка осуществляется двумя способами:

1) при помощи регулировочного болта 1 (см. фиг. 17), ввертываемого или в боковую крышку, или в стенку картера руля;

2) при помощи шайб, установленных между головкой вала сошки с обеих ее сторон и картером руля. Этот способ применяется в рулях с глобоидальной передачей.

Регулировка середины зацепления

Такая регулировка применяется в рулях с глобоидальной передачей. В таких конструкциях расположение оси вала сошки относительно плоскости среднего сечения глобоидального червяка оказывает большое влияние на правильность зацепления передаточной пары.

Правильное расположение оси вала сошки относительно плоскости среднего сечения червяка достигается различными способами.

1. За счет повышенной точности изготовления деталей руля, влияющих на правильное расположение оси вала сошки. Такими деталями являются: картер руля (в котором основное значение имеет расположение оси отверстия для вала сошки относительно гнезда для подшипника), нерегулируемый подшипник червяка (кольца и ролики) и опоры червяка (их расположение относительно среднего его сечения).

2. Регулировка середины зацепления осуществляется при помощи тонких прокладок, устанавливаемых между картером руля и его верхней и нижней крышками.

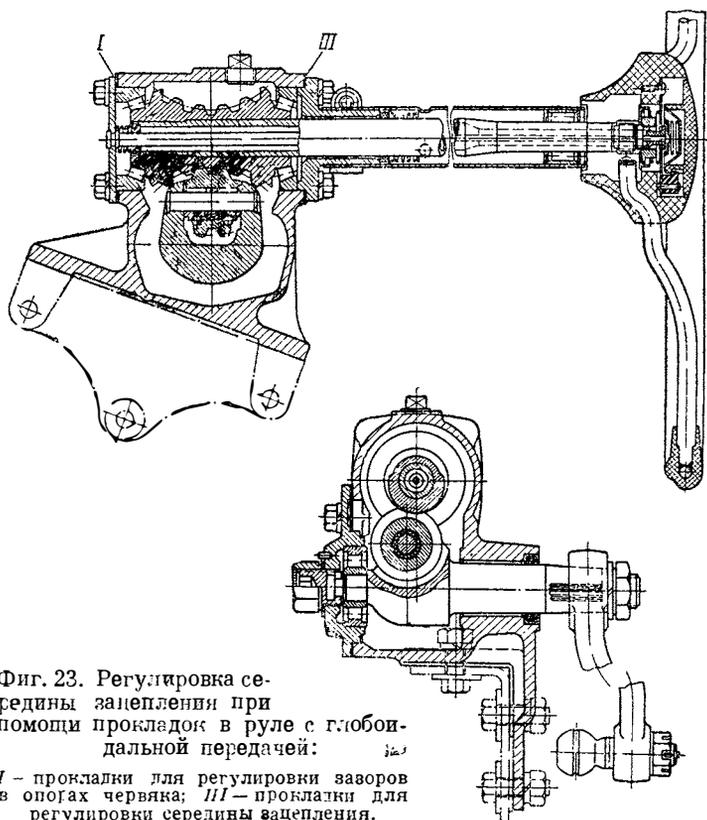
Такой способ регулирования имеется в руле автомобиля ГАЗ-51, конструкция которого показана на фиг. 23.

Указанные два способа применяются в конструкциях, где опоры вала сошки располагаются во втулке, выполненной за одно целое с картером руля.

В тех конструкциях, где вал сошки располагается во втулке, выполненной вместе с боковой крышкой картера, середина зацепления регулируется при помощи эксцентрика, установленного между картером и его боковой крышкой.

Общий вид рулевого механизма автомобиля ЗИС-101 с регулировочными устройствами показан на фиг. 24.

В одно из отверстий для болтов крышки картера вставляется втулка *III* с эксцентрично выполненным коническим отверстием. В это отверстие входит коническая втулка, надеваемая на болт. Обе втулки выполнены разрезными, вследствие чего при затяжке гайки они плотно прижимаются с одной стороны к поверхности болта, а с другой — к поверхности отверстия в крышке.



Фиг. 23. Регулировка середины зацепления при помощи прокладок в руле с глобидальной передачей:

I — прокладки для регулировки зазоров в опорах червяка; *II* — прокладки для регулировки середины зацепления.

При повороте эксцентриковой втулки *III* около оси болта ось вала сошки описывает замкнутую кривую. Перемещением оси вала сошки по этой кривой достигается точное ее расположение в плоскости среднего сечения червяка, т. е. осуществляется регулировка середины зацепления. С другой стороны крышки выполнен прорез, в который входит эксцентриковый палец *II*, поворачивающийся относительно своей оси. При повороте пальца ось вала сошки перемещается по дуге круга относительно оси эксцентриковой втулки. При помощи этого пальца производится регулировка зазоров в передаче.

Таким образом, в конструкции с расположением вала сошки в боковой крышке при помощи двух эксцентриков производится

раздельно две регулировки: середины зацепления и зазоров в передаче.

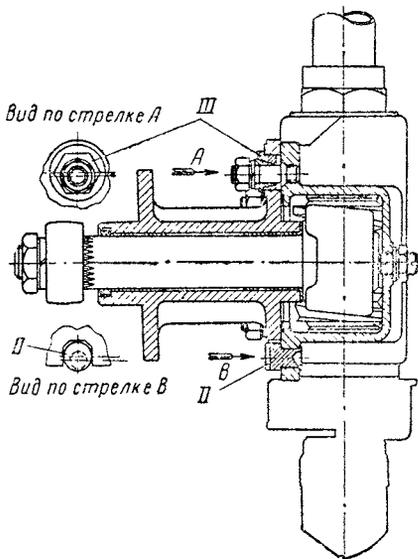
В конструкциях рулей с винтовой передачей и двуплечим рычагом (см. фиг. 9) регулировка зазоров в передаче осуществляется подвертыванием в горловину картера руля втулки с впрессованной в нее рулевой колонкой.

Втулка через упорный подшипник и шайбу смещает винт рулевого вала, а вместе с ним и обе полугайки до упора последних в ролики рычага.

Двуплечий рычаг здесь представляет собой кривошип с постоянным радиусом. Для правильной работы передачи оси обоих роликов двуплечего рычага располагаются в плоскости, проходящей через ось вала сошки.

При этих условиях величина подъема одной полугайки равна опусканию другой.

Для получения беззазорного соприкосновения полугаек с роликами рычага лишь в среднем положении, соответствующем нейтральному положению сошки и управляемых колес, и с зазорами при повернутом состоянии ось вала сошки смещается от оси роликов вниз, т. е. дальше от полугаек. При этом условии при повороте винта между одной из полугаек и прилегающим к ней роликом появляется зазор.



Фиг. 24. Регулировки середины зацепления и зазоров в передаче при помощи эксцентриков в руле с глобоидальной передачей:

III — детали, которыми осуществляется регулировка середины зацепления.

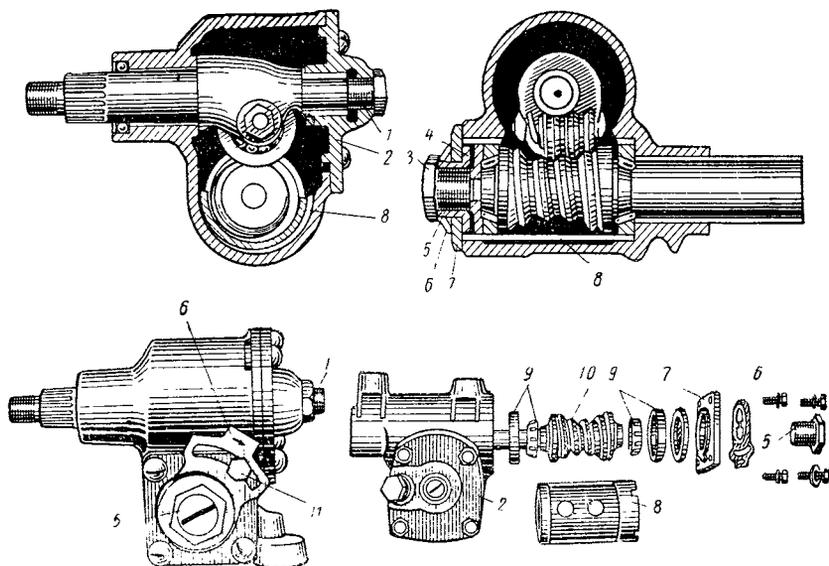
РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Регулировка, связанная с разборкой рулевого механизма при съемке шайб II с вала сошки (см. фиг. 18) или прокладок 5 из-под крышки картера (фиг. 22), представляет большие неудобства в эксплуатации. Особенные затруднения встречаются в том случае, когда для регулировки необходимо снимать рулевое колесо, колонку или весь рулевой механизм с автомобиля. За последнее время появляются тенденции к упрощению способов регулирования без какой-либо разборки рулевого механизма, осуществляя все регулировки с наружной его стороны.

На фиг. 25 показан рулевой механизм, в котором регулировка зазоров в передаче осуществляется при помощи эксцентриковой втулки 8, в которой установлен глобоидальный червяк 10 на роль-

ковых конических подшипниках 9. Втулка 8 вместе с червяком и рулевым валом вставляется в картер руля. На одном торце эксцентриковой втулки выполнены прорези, куда заходят наружные шипы поворотной шайбы 4, втулка которой вставлена в нижнюю крышку 7 картера руля. На втулку поворотной шайбы 4 с наружной стороны крышки 7 надевается регулировочная шайба 6 и затягивается в нужном положении болтом 11.

При этом два внутренних шипа регулировочной шайбы 6 входят в канавки, выполненные вдоль втулки поворотной шайбы 4;



Фиг. 25. Регулировка зазоров в передаче при помощи эксцентриковой втулки червяка.

Таким образом, с наружной стороны руля при помощи регулировочной шайбы 6 поворачивается поворотная шайба 4, а вместе с ней ее шипами поворачивается и эксцентриковая втулка 8. При повороте она поворачивается относительно оси наружной цилиндрической поверхности, а ось червяка при этом, отстоящая от оси поворота на величину эксцентриситета, приближается или удаляется от ролика, установленного на валу сошки. Для свободного перемещения ролика по червяку в эксцентриковой втулке выполнено окно.

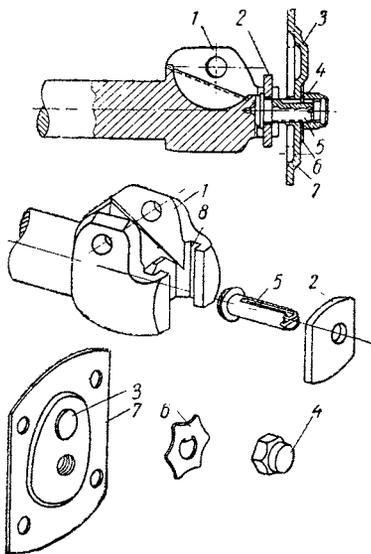
Регулировка зазоров в опорах червяка осуществляется здесь также без разборки руля, посредством регулировочного винта 5. Последний ввертывается во втулку поворотной шайбы 4 и затягивается контргайкой 3.

Осевой зазор вала сошки регулируется болтом 1, ввернутым в боковую крышку 2 картера руля.

Регулировка середины зацепления в этой конструкции не производится. Предполагается, что правильное расположение оси вала

ошки относительно плоскости среднего сечения червяка может быть достигнуто за счет повышенной точности изготовления деталей.

В передаче рулевого механизма автомобиля «Победа» (фиг. 26) головка 2 с роликом 1 расположена на валу сошки между его опорами. Регулировка зазоров осуществляется при помощи муфты 6, ввертываемой в боковую крышку 9 картера руля. В муфте выполнено гнездо 7, в которое заводится головка 10 хвостовика вала сошки. При повороте муфты в ту или другую сторону вал сошки перемещается вдоль своей оси в обе стороны. В зависимости от направления поворота муфты зазор между роликом 1 и червяком 3 уменьшается или увеличивается. Для предотвращения от случайного поворачивания муфты служит шайба 8, внутренний выступ которой заходит в долевую канавку муфты 6, а в наружные полукруглые вырезы заходит штифт 4, укрепленный в крышке 9 картера руля. Эта шайба прижимается к крышке колпачковой гайкой 5, наворачиваемой на муфту 6. Осевые зазоры в соединении муфты с головкой хвостовика вала сошки находятся в пределах допускаемых осевых смещений и здесь не регулируются.

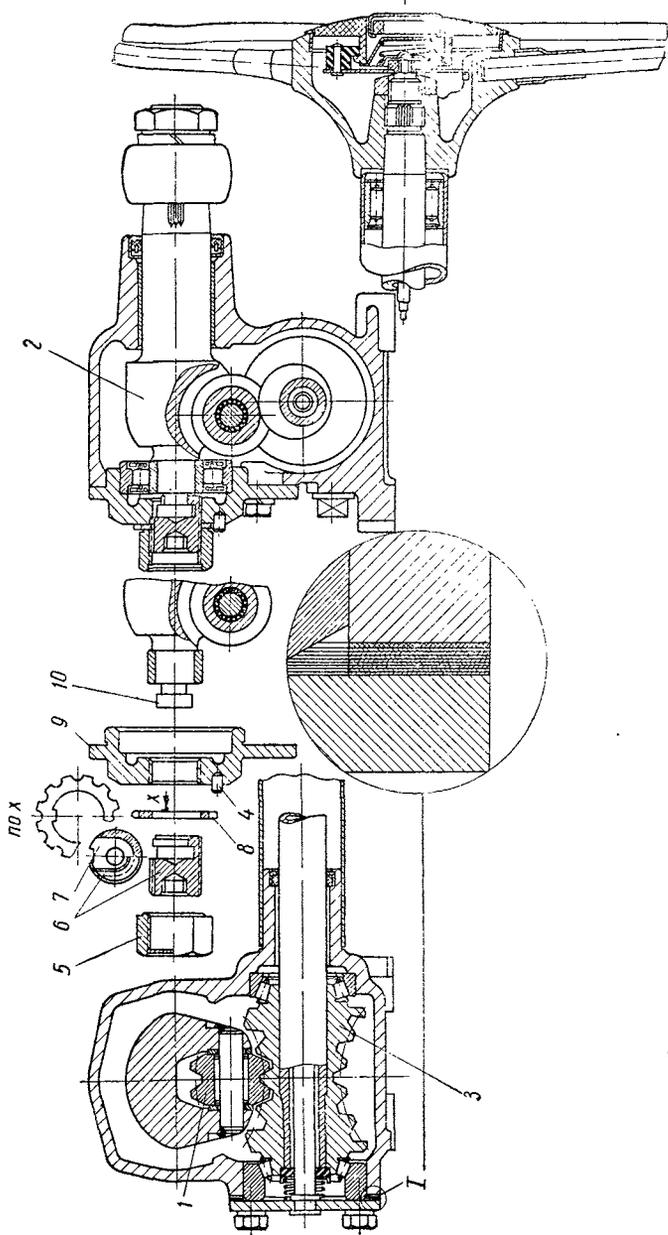


Фиг. 27. Схема соединения регулировочного болта с головкой вала сошки.

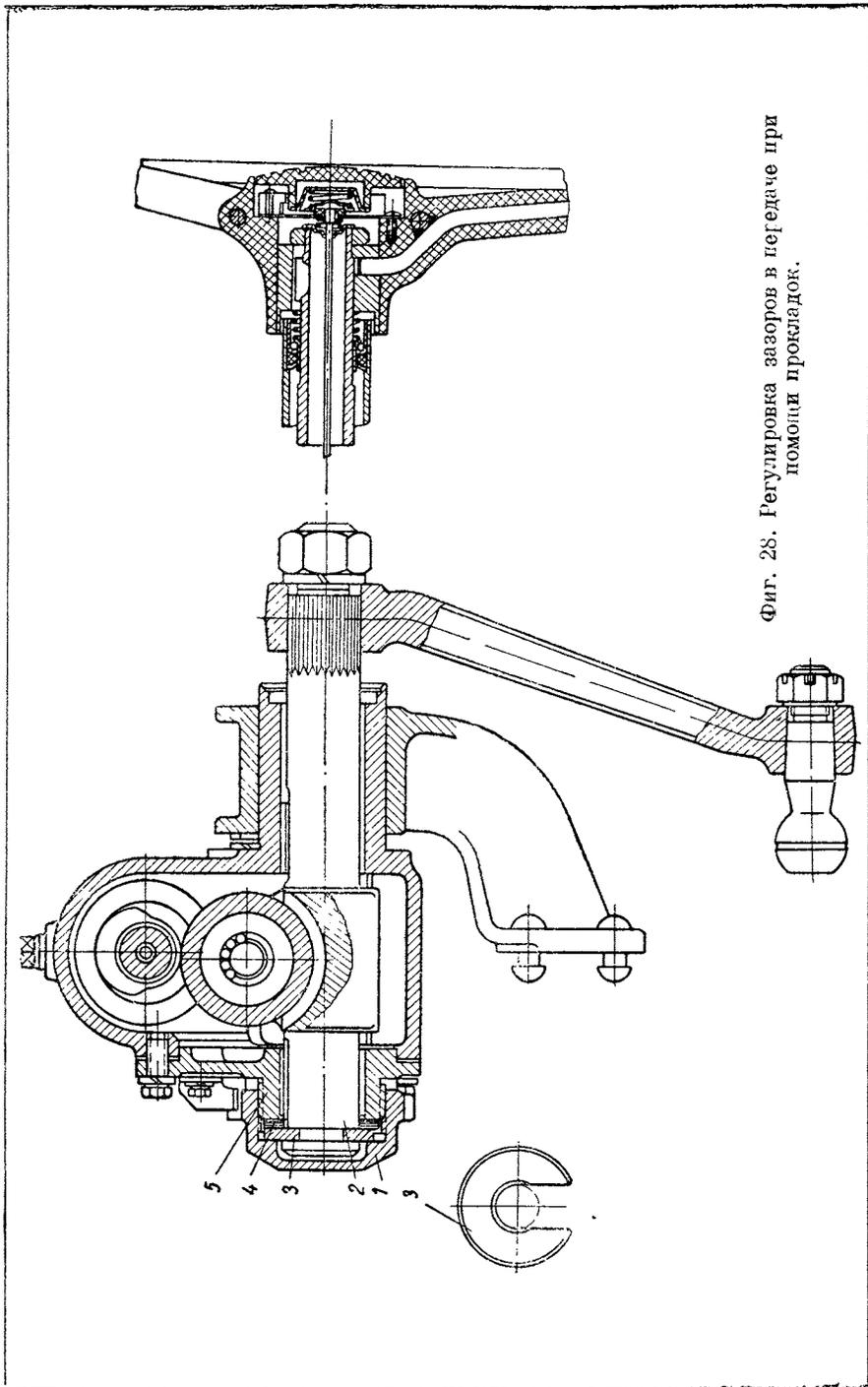
При консольном выполнении головки с роликом на валу сошки головка регулировочного болта располагается в гнезде головки вала сошки. Конструкция соединения головки болта с головкой вала сошки и детали этого узла изображены на фиг. 27.

В головке вала сошки 1 выполнен паз 8 с заплечиками, в который заходит шайба 2 с головкой болта 5. Последний ввертывается в боковую крышку картера руля и при регулировке поворачивается отверткой. Возможность произвольного отвертывания болта предотвращается звездочкой 6 и выступом 3, выполненным в крышке картера 7, которые затягиваются колпачковой гайкой 4.

Устройство для регулировки зазоров в рулевой передаче автомобиля ЗИС-150 показано на фиг. 28. Эта регулировка осуществляется прокладками 4, установленными на хвостовике 2 наружного конца вала сошки, выходящего из боковой крышки картера руля. Эти прокладки располагаются между торцом втулки 5 боковой крышки и специальной шайбой 3, входящей своей прорезью в выточку хвостовика вала сошки. Колпак 1, наворачиваемый на втулку крышки, прижимает указанную шайбу с прокладками к торцу втулки и фиксирует таким образом положение ролика относительно чер-



Фиг. 26. Регулировка зазоров в передаче при помощи регулировочной муфты.



Фиг. 28. Регулировка зазоров в передаче при помощи прокладок.

вяка. При регулировке отвертывают колпак 1, снимают шайбу 3 с выточки вала и одну-две тонкие кольцевые прокладки с хвостовика вала сошки. Затем ставят обратно шайбу и заворачивают колпак до упора в нее.

Набор регулировочных прокладок толщиной от 0,05 до 1,00 мм позволяет в широких пределах и с большой точностью отрегулировать зазоры между роликом и червяком.

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ С УСИЛИВАЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ

С повышением грузоподъемности автомобиля и главным образом веса, приходящегося на передние колеса, управление автомобилем становится все более затруднительным.

Поэтому вопрос легкости управления главным образом автомобилями высокой грузоподъемности и многоместными автобусами приобретает большое значение.

В процессе развития тяжелых грузовых автомобилей облегчение работы водителя производилось двумя способами:

1) увеличения передаточного числа рулевого механизма и 2) уменьшения трения в рулевом механизме и повышения его к. п. д.

Повышение к. п. д. рулевого механизма имеет только положительное влияние, изменение же передаточного числа оказывает как положительное, так и отрицательное влияние.

Величина передаточного числа должна быть выбрана такой, чтобы водитель мог без особого напряжения повернуть рулевое колесо при большом сопротивлении повороту управляемых колес. Однако передаточное число не может быть особенно большим. При слишком большой его величине водитель не успевает достаточно быстро совершать крутые повороты, вследствие чего маневренность и подвижность автомобиля значительно ухудшаются, особенно при больших скоростях движения.

При сравнительно небольшом передаточном числе крутящий момент, который нужно приложить к рулевому колесу, может оказаться настолько большим, что будет превосходить физические возможности водителя.

Таким образом, изменение передаточного числа рулевого механизма неполностью обеспечивает легкость управления.

Были попытки уменьшить усилие на рулевом колесе за счет использования центробежной силы, возникающей при повороте автомобиля. Для этого шкворни поворотных цапф устанавливались с наклоном назад.

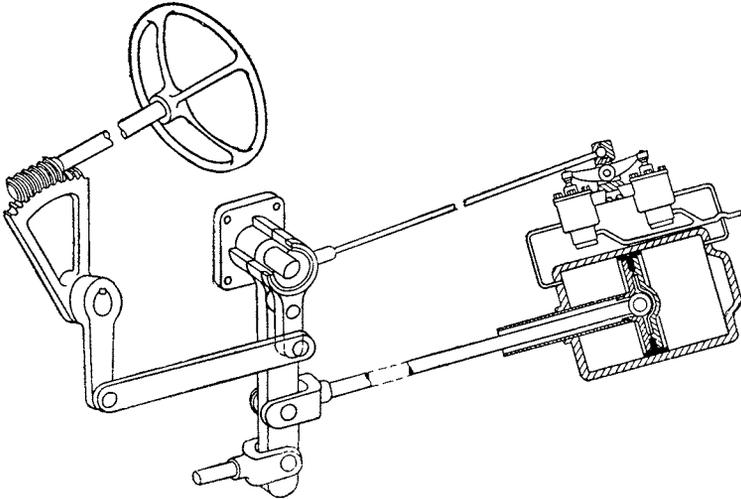
При таком обратном наклоне шкворней центробежная сила, возникающая при повороте автомобиля, стремится еще больше повернуть управляемые колеса и тем самым уменьшает усилие, прилагаемое к рулевому колесу.

Это мероприятие также оказалось недостаточным для разрешения вопроса легкости управления. Кроме того, при обратном наклоне шкворней стабилизация управляемых колес при повороте автомо-

бия отсутствует совсем. Наилучшие результаты в отношении легкости управления, особенно для автомобилей высокой грузоподъемности, дает применение в системе рулевого управления усиливающих устройств, помогающих водителю преодолевать большие усилия, возникающие при повороте автомобиля.

По роду рабочей среды усиливающие устройства (усилители) разделяются на два типа: 1) пневматические и 2) гидравлические.

Первые в свою очередь разделяются на усилители, работающие под давлением и под разрежением.



Фиг. 29. Схема пневматического усилителя для рулевого управления.

Вторые разделяются на усилители, выполненные отдельно от рулевого механизма, и усилители, выполненные в одной конструкции с рулевым механизмом. Последние подразделяются еще в зависимости от конструкции передачи рулевого механизма.

Пневматические усилители работают только совместно с обычным рулевым механизмом и приводятся в действие или от разрежения во впускном трубопроводе двигателя, или под давлением воздуха.

Первые усилители вследствие больших габаритных размеров распространения не получили. Применение усилителей, работающих на сжатом воздухе, является особенно целесообразным, когда на автомобиле рабочая тормозная его система выполнена пневматической и сжатый воздух применяется и для других механизмов. Схема такого усилителя показана на фиг. 29.

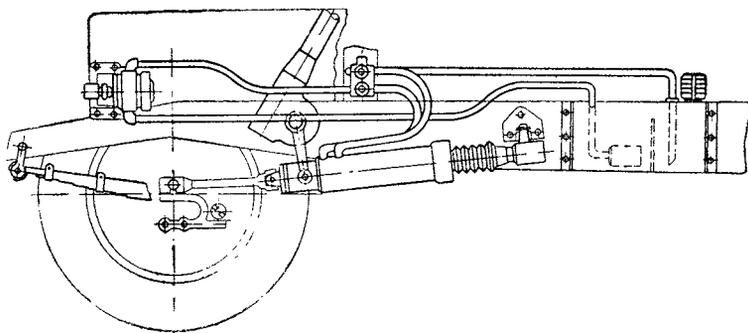
Гидравлические усилители работают также совместно с обычным рулевым механизмом и выполняются или отдельно от него, или в одной с ним конструкции и работают под давлением жидкости, нагнетаемой специальным гидронасосом.

Одна из схем рулевого управления с отдельным гидравлическим усилителем показана на фиг. 30. Жидкость под давлением направляется в соответствующую полость цилиндра только после определенного поворота рулевого колеса.

При этом водитель прилагает некоторое усилие, которое вместе с усилием, развиваемым гидравлической системой, составляет суммарное усилие, необходимое для поворота управляемых колес.

Такой усилитель может быть установлен на автомобиле с минимальными его изменениями и переделками. В этом заключается одно из его преимуществ перед другими конструкциями.

Другим преимуществом такого усилителя является то, что усилия, возникающие от неровностей дороги, не передаются через кар-

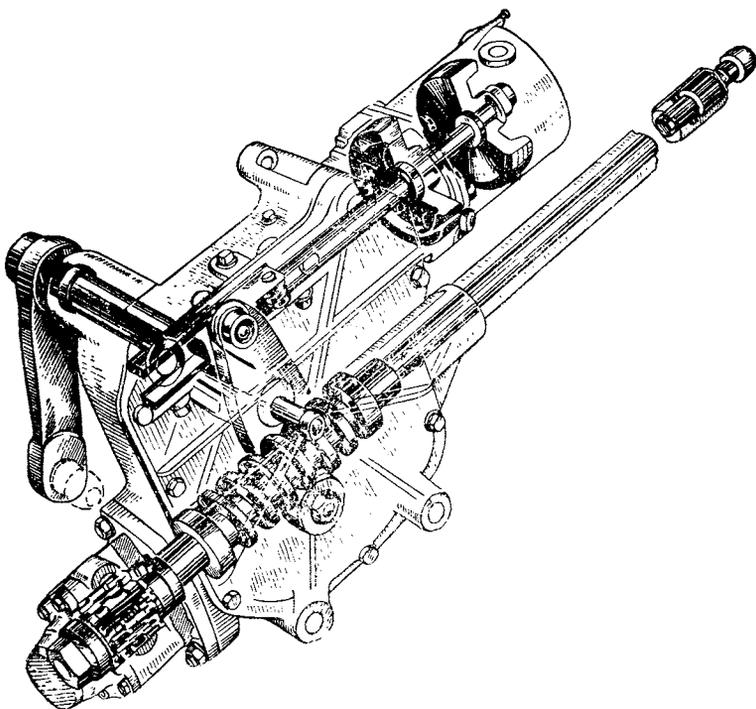


Фиг. 30. Схема рулевого управления с гидравлическим усилителем.

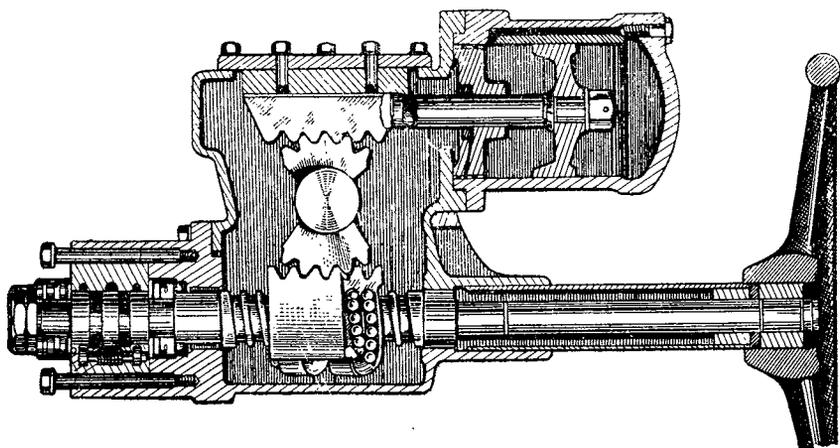
тер рулевого механизма, а действуют непосредственно на раму. На фиг. 31 изображен усилитель, выполненный в одной конструкции с рулевым механизмом, имеющим кривошипную передачу. Усилитель, выполненный в одной конструкции с рулевым механизмом, имеющим винтовую передачу с зубчатым зацеплением, изображен на фиг. 32. При установке усилителей последних двух конструкций на существующий автомобиль нужно полностью сменить рулевой механизм. Связь вала сошки с усиливающим устройством в этих конструкциях осуществляется посредством второй, достаточно сложной передачи в рулевом механизме.

Усилие, развиваемое давлением жидкости, и усилие, прилагаемое к рулевому колесу, в сумме равны усилию, необходимому для поворота управляемых колес.

Действие усилителей основано на том, что при повороте рулевого колеса перемещается клапан, который открывает впускное отверстие, соединяющееся с одной полостью цилиндра, и выпускное, соединяющееся с другой его полостью. За этот поворот рулевого колеса управляемые колеса остаются неподвижными. Усилитель приходит в действие только после открытия отверстий и поворачивает управляемые колеса. Этот поворот продолжается и при остановленном рулевом колесе до закрытия отверстий и до перемещения клапанов в среднее положение. Перемещение клапана в среднее поло-



Фиг. 31. Гидравлический усилитель, выполненный в одной конструкции с рулевым механизмом с кривошипной передачей.

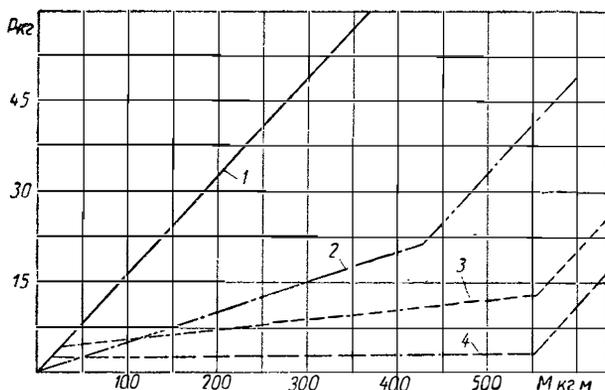


Фиг. 32. Гидравлический усилитель, выполненный в одной конструкции с рулевым механизмом с винтовой передачей.

жение происходит под действием управляющей им центрирующей пружины.

Таким образом, поворот управляемых колес несколько отстает от поворота рулевого колеса и продолжает происходить при остановленном рулевом колесе.

При большем или меньшем мертвом ходе клапана получается большая или меньшая нечувствительность колес к повороту, которая равноценна зазорам в передаче.



Фиг. 33. Кривые изменения усилия на рулевом колесе в зависимости от момента сопротивления колес повороту при различных конструкциях усилителей:

1 — характеристика работы обычного рулевого механизма; 2 — характеристика работы с пневматическим усилителем (фиг. 29); 3 — характеристика работы с гидравлическим усилителем (фиг. 31 и 32); 4 — характеристика работы рулевого управления с усилителем, выполненным отдельно от рулевого механизма (фиг. 30).

На фиг. 33 изображена диаграмма изменения усилия P на рулевом колесе в зависимости от момента M , необходимого для поворота управляемых колес. Ордината любой такой характеристики дает усилие на рулевом колесе, а разность ординат между характеристикой 1 и любой другой характеристикой дает усилие, создаваемое соответствующим усилителем. Это усилие зависит от диаметра гидравлического цилиндра и давления рабочей среды, создаваемого насосом.

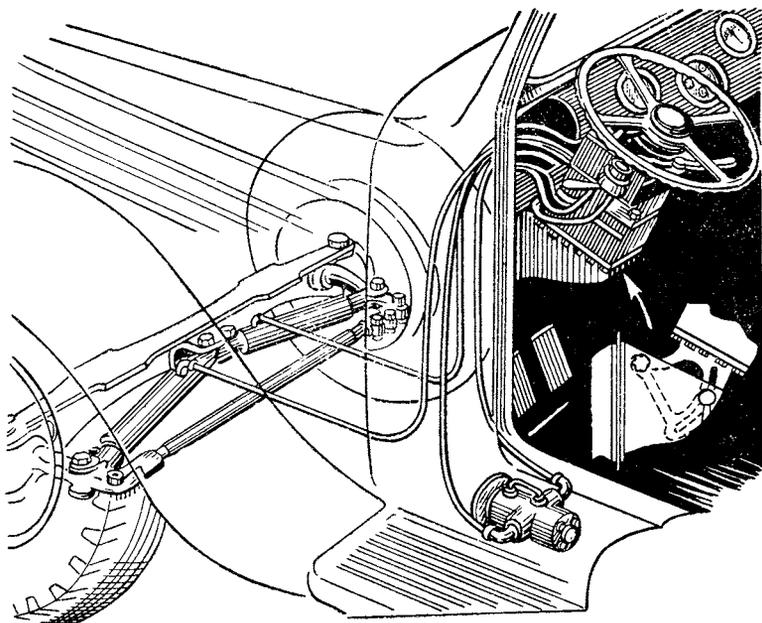
Когда усилие, развиваемое усилителем, достигает максимального значения, то кривая получает наклон, как и для кривых обычного рулевого механизма (см. кривые 2, 3 и 4 на фиг. 33).

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Гидравлическое рулевое управление работает на автомобиле без обычного рулевого механизма.

Поворот управляемых колес в этом случае производится исключительно под давлением жидкости, которая выполняет функции и рулевой передачи, и рулевого привода. Жидкость нагнетается

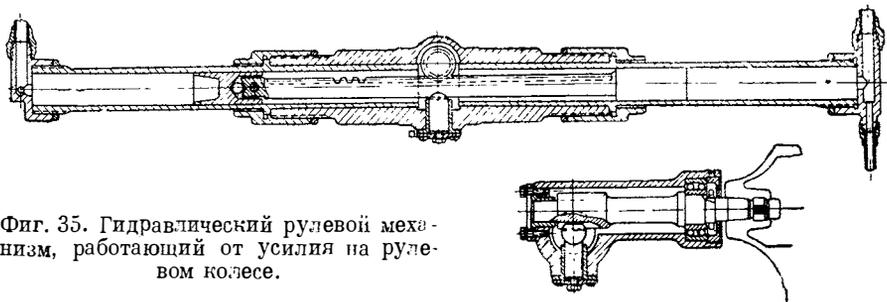
или специальным гидронасосом, приводимым в движение от двигателя, или под давлением, создаваемым усилием водителя. Гидравлическое рулевое управление, работающее под давлением гидро-



Фиг. 34. Гидравлическое рулевое управление, работающее под давлением, развиваемым насосом.

насоса, предназначено для облегчения работы водителя на тяжелых грузовых автомобилях и автобусах.

Одна из схем такого гидравлического рулевого управления изображена на фиг. 34. Жидкость под давлением направляется к рас-



Фиг. 35. Гидравлический рулевой механизм, работающий от усилия на рулевом колесе.

пределительному устройству, расположенному у рулевого колеса. При повороте последнего в ту или другую сторону жидкость направляется в соответствующий гидравлический цилиндр приводного устройства, расположенного у передних колес. Таким образом, пово-

рот управляемых колес автомобиля производится усилием, развиваемым гидронасосом. Водитель в этом случае лишь «направляет» это усилие в соответствующую сторону.

Гидравлическое рулевое управление, работающее под давлением, развиваемым усилием водителя, предназначено для автомобилей, не требующих усилителей. Такое гидравлическое рулевое управление

облегчает компоновку передней части автомобиля.

Кроме того, оно исключает боковые колебания управляемых колес, возникающие вследствие неправильной кинематики механического рулевого привода при деформации рессор. Конструкция гидравлического рулевого управления такого типа, разработанная автором для проведения испытаний на автомобиле „Победа“, показана на фиг. 35 и 36.

Рулевой механизм укрепляется к переднему щитку в кабине автомобиля. При повороте рулевого колеса цилиндрическая шестерня перемещает рейку, соединенную по концам с двумя поршнями. Последние перемещаются в цилиндрах, заполненных рабочей жидкостью. Давление передается по трубопроводам в цилиндры гидравлического рулевого привода (фиг. 36), расположенного у колес.

Фиг. 36. Гидравлический рулевой привод к управляемым колесам, работающий от усилия на рулевом колесе.

В цилиндре под давлением рабочей жидкости перемещаются два поршня, связанные рейкой. Зубья последней зацепляются с зубьями сектора, выполненного за одно целое с валом сошки.

ОЦЕНОЧНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КРИТЕРИИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Оценка рулевого управления в целом производится по следующим параметрам: 1) по стабилизации управляемых колес; 2) по устойчивости движения автомобиля по прямому направлению и 3) по легкости управления.

Легкость управления характеризуется двумя параметрами: усилием на рулевом колесе и углом его поворота.

В качестве объединяющего параметра оценку рулевого управления можно производить по работе на рулевом колесе. Этот параметр может служить только для сравнительной оценки рулевого управления различных автомобилей.

При одной и той же работе на рулевом колесе, но при различном изменении силы и перемещения рулевого колеса утомление водителя различно. Поэтому правильная оценка легкости управления может быть произведена только по этим составляющим.

Основным и наиболее сложным механизмом в системе рулевого управления является рулевой механизм, особенности которого оказывают решающее влияние на работу рулевого управления.

Оценку рулевого механизма нужно производить по следующим параметрам:

1) по передаточному числу, оценивающему его как передаточный механизм;

2) по обратимости, к. п. д. и отдаче обратных ударов на рулевое колесо, характеризующим эксплуатационные качества;

3) по зазорам в передаче и по приращению радиуса беззазорного зацепления, характеризующим конструктивные особенности передачи.

Принятые для характеристики рулевого управления передаточные числа разделяются на угловое передаточное число и силовое передаточное число.

Так как рулевое управление состоит из двух частей (рулевого механизма и рулевого привода), то и общее передаточное число составляется из произведения передаточных чисел этих частей.

Под обратимостью подразумевается способность рулевого механизма передавать усилие и вращение от сошки к рулевому колесу.

Для рулевого механизма к. п. д. является не только общепринятым параметром для оценки потери мощности и износостойкости деталей, участвующих в передаче этой мощности, но и параметром, оценивающим специфические особенности рулевого механизма, налагаемые эксплуатационными требованиями.

В условиях работы автомобиля усилие передается через рулевой механизм в двух направлениях: как от рулевого колеса к сошке, так и от сошки к рулевому колесу. В соответствии с этим к. п. д. предлагается разделять на прямой и обратный.

Величина первого характеризует легкость управления, а второго — обратимость рулевого механизма и стабилизацию управляемых колес.

Вместе с оценкой качества обратимости рулевого механизма и стабилизации управляемых колес обратный к. п. д. отражает также и передачу обратных ударов на рулевое колесо.

Характер изменения зазоров в передаче служит для оценки всех конструкций рулевых механизмов, приращение же радиуса беззазорного зацепления — для оценки рулевых механизмов с глобальной передачей.

При движении автомобиля по прямому направлению стабилизирующее усилие, действующее от колес на сошку рулевого меха-

низма, равно нулю. При этом случайные боковые силы и силы, возникающие от неровностей дороги, выводят колеса из прямого положения в повернутое на угол, допускаемый имеющимися в передаче зазорами. Это обстоятельство делает движение автомобиля неустойчивым и вызывает необходимость непрерывного поворота рулевого колеса в ту и другую сторону для поддержания прямого направления движения.

Для устранения поворота управляемых колес от указанных сил, т. е. для обеспечения устойчивого движения автомобиля по прямой, зацепление передаточной пары рулевого механизма должно быть беззазорным в нейтральном положении. Беззазорное зацепление требуется и для получения чувствительности колес к повороту. При повороте автомобиля или при переходе с поворота на прямолинейное движение стабилизирующее усилие, действующее от дороги на колеса, стремится повернуть их и рулевое колесо из повернутого в прямое положение и прижимает одну деталь передаточной пары руля к другой. В этом положении управляемых колес наличие зазоров в передаточной паре никакого влияния на их работу не оказывает.

Если при повернутом положении управляемых колес зацепление передаточной пары будет без зазора или, что еще хуже, с зацеплением, то управляемость и стабилизация значительно ухудшаются.

Поэтому зацепление деталей передаточной пары должно быть беззазорным в средней части червяка, т. е. при нейтральном положении колес, и может быть с зазорами на всей остальной длине линии зацепления.

ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ЧИСЛА

Угловое передаточное число

Угловым передаточным числом рулевого механизма принято называть частное от деления угловой скорости поворота рулевого вала ω_1 на угловую скорость поворота вала сошки ω_2 :

$$i_{\omega} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Угловая скорость вращения представляет собой первую производную от угла поворота по времени.

Если обозначить углы поворота рулевого вала и вала сошки соответственно через φ и β , то уравнение углового передаточного числа может быть написано в виде

$$i_{\omega} = \frac{\frac{d\varphi}{dt}}{\frac{d\beta}{dt}} = \frac{d\varphi}{d\beta}. \quad (1)$$

Если изменение угла поворота вала сошки β , откладываемое по оси ординат в зависимости от угла поворота рулевого вала φ ,

откладываемого по оси абсцисс, изображается в виде кривой $\beta = f(\varphi)$, то угловое передаточное число для какого-нибудь значения угла φ геометрически будет представлять собой котангенс угла наклона касательной в этой точке к кривой

$$\beta = f(\varphi).$$

На этой особенности основано экспериментальное определение углового передаточного числа осуществленного рулевого механизма.

Угловое передаточное число рулевого управления в целом (i_{ω})₀ равно произведению угловых передаточных чисел рулевого механизма и рулевого привода.

Последнее определяется по отношению плеч рычага поворотной цапфы и рулевой сошки. Их длины мало отличаются между собой, и угловое передаточное число рулевого привода получается близким к единице.

Силовое передаточное число

Силовым передаточным числом рулевого механизма принято называть частное от деления силы, действующей вдоль оси продольной штанги P_2 , на силу, прилагаемую к ободу рулевого колеса P , т. е.

$$i_p = \frac{P_2}{P}.$$

Эта величина определяется без учета потерь на трение и к. п. д. рулевого механизма.

Зависимость между силами P и P_2 устанавливается из уравнения моментов на валах

$$M_1 \cdot i_{\omega} = M_2$$

или

$$PRi_{\omega} = P_2 l \cos(\beta - \beta_0).$$

После преобразования уравнение силового передаточного числа принимает вид

$$i_p = \frac{Ri_{\omega}}{l \cos(\beta - \beta_0)}, \quad (2)$$

где R — радиус рулевого колеса;

l — длина рулевой сошки;

i_{ω} — угловое передаточное число;

β — угол перемещения сошки от первоначального ее положения;

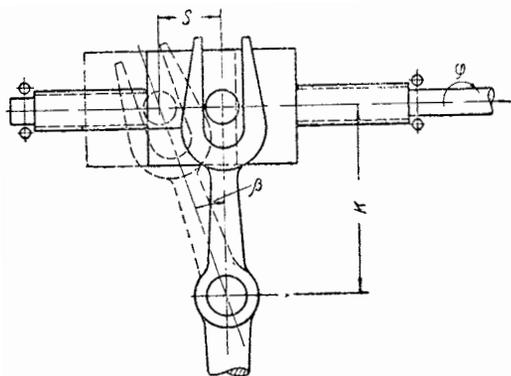
β_0 — начальный угол, составляемый осью сошки в нейтральном ее положении с перпендикуляром к оси продольной штанги.

Понятие о силовом передаточном числе рулевого управления в целом впервые дано акад. Е. А. Чудаковым и определяется по уравнению

$$i_p = (i_\omega)_0 \cdot \frac{R}{r'}, \quad (2')$$

где R — радиус рулевого колеса;
 r' — плечо поворота управляемого колеса.

Последняя величина представляет собой перпендикуляр от точки касания колеса с дорогой (центр следа) до оси шкворня. Так как это плечо может быть выполнено весьма малым, то силовое передаточное число получается особенно большим.



Фиг. 37. Схема винтовой передачи с рычагом.

Величина углового передаточного числа зависит от размеров деталей передаточной пары, а его изменение по углу поворота рулевого вала зависит от принципа действия передачи.

Шестеренчатая передача. Угловое передаточное число шестеренчатой передачи определяется по отношению чисел зубьев ведомой z_2 и ведущей z_1 шестерен или по отношению их начальных радиусов и не меняется с изменением угла поворота рулевого колеса:

$$i_\omega = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1}. \quad (3)$$

Кулачная передача. Передаточное число кулачной (передачи здесь не рассматривается, так как и улитки, и кулак см. фиг. 3) в таких передачах могут быть выполнены различной формы, а следовательно, и передача может иметь самый различный характер изменения передаточного числа. Кроме того, такие передачи распространения не получили, вследствие чего возможные варианты их передаточного числа большого интереса не представляют.

Винтовая передача. Рулевые механизмы с винтовой передачей имеют несколько видов, принципиально отличающихся между собой, и с этой точки зрения представляют большой интерес. Они заслуживают внимания еще и по той причине, что при малых габаритных размерах дают возможность получить большое передаточное число.

Схема винтовой передачи с рычагом изображена на фиг. 37. Конструкция рулевого механизма с такой передачей была приведена на фиг. 4.

При повороте червяка на угол φ гайка, имеющая шаг резьбы, равный t , переместится на величину

$$S = \frac{t}{2\pi} \varphi.$$

Если расстояние от оси червяка до вала рычага или, точнее, до оси шипа или сухаря гайки равно K , то угол поворота вала рычага β определяется из уравнения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{S}{K}.$$

Решая совместно оба уравнения, получаем

$$\varphi = \frac{2\pi K}{t} \operatorname{tg} \beta. \quad (4)$$

Дифференцируя последнее уравнение по β , получим

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = i_{\omega} = \frac{2\pi K}{t} \cdot \frac{1}{\cos^2 \beta}. \quad (5)$$

Из тригонометрических соотношений

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} = 1 + \operatorname{tg}^2 \beta = 1 + \frac{t^2 \varphi^2}{4\pi^2 K^2}$$

после соответствующей подстановки уравнение углового передаточного числа примет вид

$$i_{\omega} = \frac{2\pi K}{t} + \frac{t\varphi^2}{2\pi K}. \quad (6)$$

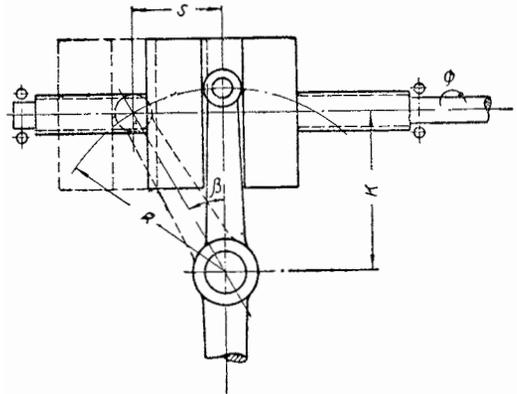
Схема винтовой передачи с кривошипом изображена на фиг. 38. Конструкция рулевого механизма с такой передачей была приведена на фиг. 5.

При повороте червяка гайка перемещается по направляющим картерам вдоль оси винта. В то же время ролик пальца кривошипа перемещается по дуге круга радиуса, равного радиусу кривошипа. Поэтому ролик кривошипа будет перемещаться вдоль паза гайки. Если шаг винта равен t , то при повороте червяка на угол φ гайка переместится вдоль его оси на величину

$$S = \frac{t}{2\pi} \varphi.$$

Этой же величине будет равна и проекция дуги пальца кривошипа, вал которого повернулся при этом на угол β :

$$S = R \sin \beta.$$



Фиг. 38. Схема винтовой передачи с кривошипом.

Таким образом, между углами φ и β получается зависимость

$$\varphi = \frac{2\pi R}{t} \sin \beta. \quad (7)$$

Дифференцируя последнее уравнение по β , получим уравнение углового передаточного числа

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = i_{\omega} = \frac{2\pi R}{t} \cos \beta. \quad (8)$$

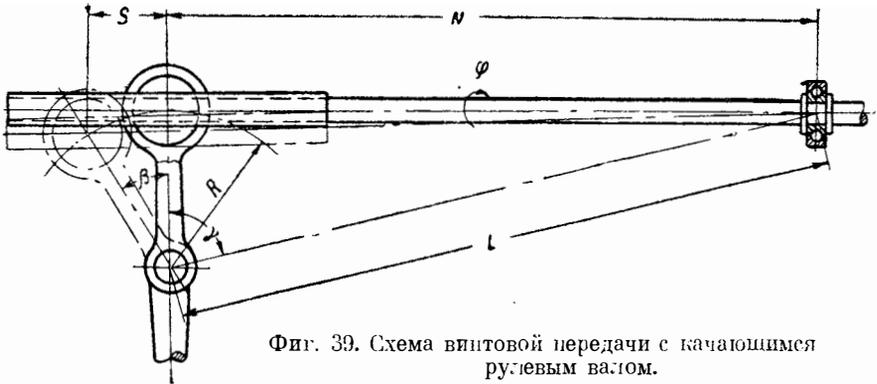
Из тригонометрического соотношения

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \frac{t^2 \varphi^2}{4\pi^2 R^2}},$$

делая соответствующую подстановку, окончательно получим

$$i_{\omega} = \sqrt{\left(\frac{2\pi R}{t}\right)^2 - \varphi^2}. \quad (9)$$

Схема винтовой передачи с качающимся рулевым валом показана на фиг. 39. Конструкция рулевого механизма с такой передачей была приведена на фиг. 6.



Фиг. 39. Схема винтовой передачи с качающимся рулевым валом.

При повороте рулевого вала на угол φ гайка переместится по винту, имеющему шаг t от начального положения, на величину

$$S = \frac{t}{2\pi} \varphi.$$

Если расстояние между центром верхней опоры рулевого вала и осью вала кривошипа равно L , то при радиусе кривошипа R начальная длина рулевого вала при перпендикулярном расположении последнего с кривошипом будет равна

$$N = \sqrt{L^2 - R^2}.$$

Длина рулевого вала от верхней опоры до центра гайки будет

$$N \pm S = \sqrt{R^2 + L^2 - 2RL \cos(\gamma \pm \beta)}.$$

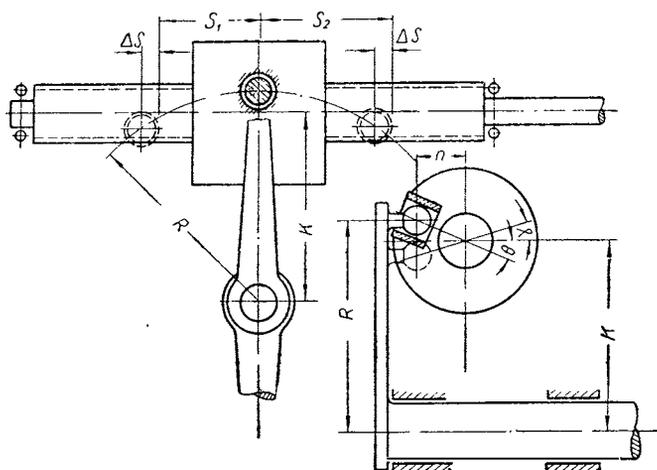
Подставляя значения S и N , получим

$$\cos(\gamma \pm \beta) = \frac{2R^2 \mp \frac{t\varphi}{\pi} \sqrt{L^2 - R^2} - \left(\frac{t\varphi}{2\pi}\right)^2}{2RL}. \quad (10)$$

Дифференцируя последнее уравнение и решая относительно $\frac{d\varphi}{d\beta}$, получим

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = i_{\omega} = \frac{\sin(\gamma \pm \beta)}{\frac{t}{2\pi} \frac{\sqrt{L^2 - R^2}}{RL} \pm \frac{\varphi}{RL} \left(\frac{t}{2\pi}\right)^2}. \quad (11)$$

В этих уравнениях верхние знаки относятся к правому вращению рулевого вала при повороте автомобиля направо, а нижние знаки относятся к левому вращению при повороте автомобиля налево.



Фиг. 40. Схема винтовой передачи с поворачивающейся гайкой.

Схема винтовой передачи с поворачивающейся гайкой показана на фиг. 40. Конструкция такой передачи была приведена на фиг. 7. На винт, установленный на двух опорах, навернута гайка. С одной ее стороны выполнено гнездо, в которое входит шаровой палец кривошипа.

При повороте винта, имеющего шаг t , на угол φ гайка переместилась бы по винту вдоль его оси на величину $S = \frac{t}{2\pi} \varphi$. В рассматриваемой конструкции гайка связана шарнирно с шаровым пальцем кривошипа. Так как палец перемещается по дуге круга, то он увлекает за собой и гайку. Поэтому последняя кроме поступательного движения вдоль винта еще поворачивается около его оси на угол α в одну и ту же сторону от среднего положения.

Если шаг винта равен t , то осевое перемещение гайки по винту при этих углах его поворота равно

$$S = \frac{t}{2\pi} (\varphi \pm \alpha).$$

С другой стороны, перемещение гайки равно

$$S = R \sin \beta.$$

Решая совместно оба уравнения, получим

$$R \sin \beta = \frac{t}{2\pi} (\varphi \pm \alpha). \quad (12)$$

Угол α составляется из разности углов: постоянного θ и переменного γ , которые согласно фиг. 40 можно определить по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \theta &= \frac{R - K}{n}; \\ \operatorname{tg} \gamma &= \frac{R \cos \beta - K}{n}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Таким образом, углы φ и β связаны между собой соотношением

$$R \sin \beta = \frac{t}{2\pi} [\varphi \pm (\theta - \gamma)]. \quad (14)$$

Дифференцируя последнее уравнение и решая его относительно $d\varphi$, получим

$$d\varphi = R \cos \beta \frac{2\pi}{t} d\beta \pm d\gamma.$$

Дифференцируя уравнение для $\operatorname{tg} \gamma$, находим

$$d\gamma = -\frac{R}{n} \cos^2 \gamma \sin \beta d\beta.$$

Заменяя $\cos^2 \gamma$ через тангенс, получим

$$d\gamma = -\frac{nR \sin \beta d\beta}{n^2 + (R \cos \beta - K)^2}.$$

Подставляя значение $d\gamma$ в уравнение $d\varphi$ и разделив его на $d\beta$, получим уравнение углового передаточного числа для рассматриваемой передачи:

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = i_{\omega} = \frac{2\pi R}{t} \cos \beta \mp \frac{nR \sin \beta}{n^2 + (R \cos \beta - K)^2}. \quad (15)$$

Схема винтовой передачи с зубчатым зацеплением изображена на фиг. 41. Конструкция такой передачи была приведена на фиг. 8.

При повороте рулевого вала на угол φ гайка, имеющая резьбу с шагом t , переместится вдоль винта на величину

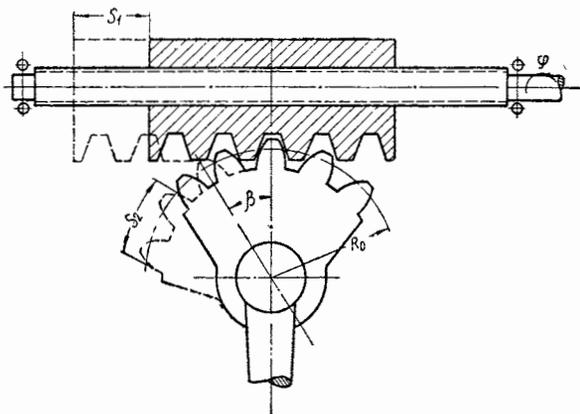
$$S_1 = \frac{t}{360} \varphi.$$

На эту же величину переместится и каждая точка гайки, а следовательно, и зубья, выполненные на одной ее стороне.

Если радиус начальной образующей сектора равен R_0 , то длина дуги при его повороте

$$S_2 = \frac{2\pi R_0}{360} \beta$$

будет равна перемещению гайки S_1 .



Фиг. 41. Схема винтовой передачи с зубчатым зацеплением.

Таким образом, между углами поворота рулевого вала φ и вала сектора β получаем зависимость

$$\varphi = \frac{2\pi R_0}{t} \beta. \quad (16)$$

Дифференцируя последнее уравнение по β , получим уравнение углового передаточного числа этой передачи

$$\frac{d\varphi}{d\beta} = i_{\omega} = 2\pi \frac{R_0}{t}. \quad (17)$$

Как видим, при постоянных значениях радиуса зацепления R_0 и шага нарезки винта t эта передача отличается постоянством передаточного числа по углу поворота рулевого вала.

Выше было указано, что для регулирования зазоров в зацеплении этой передачи зубья сектора выполнены наклонными относительно оси вала сошки и более короткими, чем зубья гайки. Вследствие наклона зубьев радиус начальной образующей их поверхности R_0 получается не вполне определенным. При его определении принимаем, что усилие, действующее на зубья, приложено в середине длины сектора.

Схема для определения среднего начального радиуса сектора R_0 показана на фиг. 42.

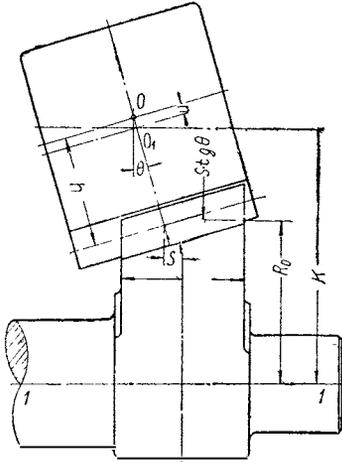
Регулировка рулевого механизма обычно производится с некоторым предварительным натягом передаточной пары. При такой регу-

лировке неизбежно получается небольшая деформация червяка, имеющего недостаточную поперечную жесткость в сравнении с его длиной. Если в свободном состоянии ось гайки проходит через точку O_1 , то при деформации червяка она переместится в положение O .

Согласно обозначениям, приведенным на фиг. 42, начальный радиус сектора R_0 определяется по формуле

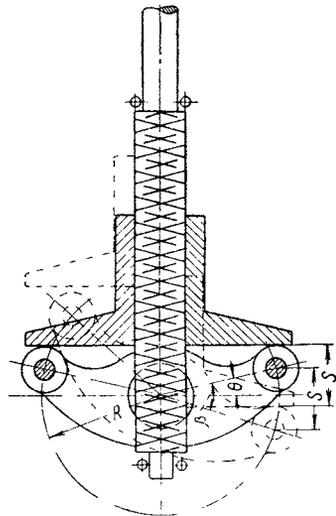
$$R_0 = K - (h - n) \cos \theta + S \operatorname{tg} \theta, \quad (18)$$

где S — перемещение сектора вдоль оси его вала, при котором получается предварительный натяг передаточной пары;
 n — деформация червяка от предварительного натяга.



Фиг. 42. Схема для определения среднего начального радиуса зацепления:

1-1 — ось вала сектора; O — ось гайки; θ — угол наклона зубьев сектора и гайки; K — расстояние между осью рулевого вала и осью вала сектора (по картеру руля); h — расстояние от оси гайки до начальной образующей ее зубьев.



Фиг. 43. Схема винтовой передачи с двулучим рычагом.

Схема винтовой передачи с двулучим рычагом показана на фиг. 43. Конструкция такой передачи была приведена на фиг. 9.

При повороте рулевого вала на угол φ одна (например, правая) полушайба с шагом резьбы t переместится на величину

$$S = \frac{t}{2\pi} \varphi.$$

При этом перемещении правой полушайбы центр ролика правого плеча опустится на ту же величину

$$\{S = R [\sin \theta + \sin(\beta - \theta)],$$

где θ — начальный угол отклонения рычагов при нейтральном их положении.

Решая оба уравнения совместно, получим зависимость между углами поворота рулевого вала φ и вала сошки β :

$$\varphi = \frac{2\pi R}{t} [\sin \theta + \sin (\beta - \theta)]. \quad (19)$$

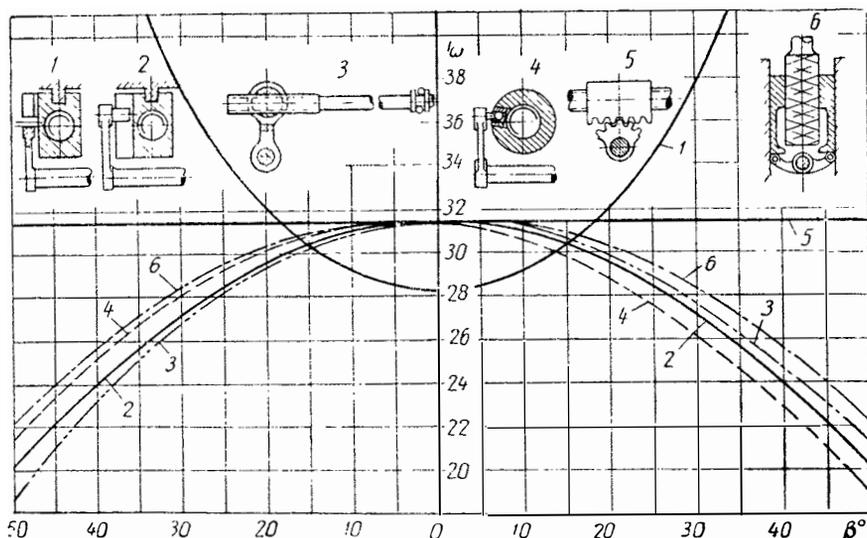
Дифференцируя последнее уравнение по β , получим уравнение углового передаточного числа

$$i_{\omega} = \frac{d\varphi}{d\beta} = \frac{2\pi R}{t} \cos (\beta - \theta). \quad (20)$$

При угле $\theta = 0$ уравнение принимает тот же вид, что и в передаче с кривошипом:

$$i_{\omega} = \frac{2\pi R}{t} \cos \beta.$$

На фиг. 44 показаны кривые передаточного числа рулевых механизмов для всех шести видов винтовой передачи. На этой же



Фиг. 44. Кривые изменения передаточного числа рулевых механизмов с винтовой передачей разных типов:

1 — с рычагом; 2 — с кривошипом; 3 — с качающимся рулевым валом; 4 — с поворачивающейся гайкой; 5 — с зубчатым зацеплением и 6 — с двуплечим рычагом.

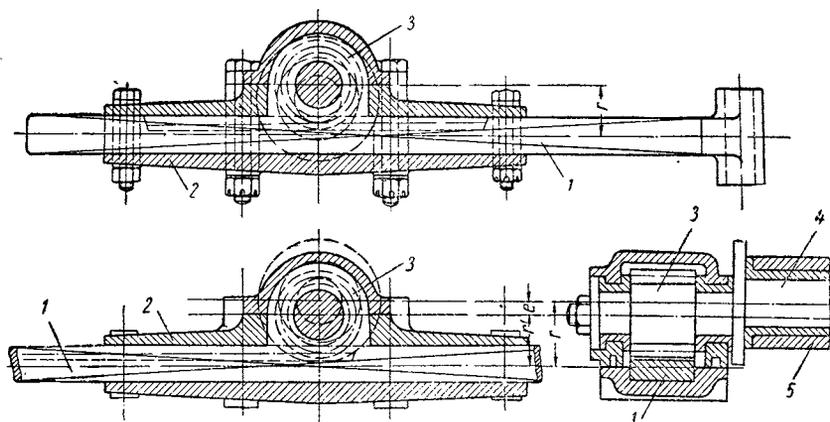
фигуре приведены схемы этих передач. Данные для подсчета приняты одинаковыми для всех видов винтовых передач: $R = 100$ мм; $K = 90$ мм; $t = 20$ мм; кроме того, принято: $L = 720$ мм; $n = 50$ мм; $\theta = 10^\circ$.

Винтовая передача имеет самый разнообразный характер изменения передаточного числа: в одних конструкциях оно постоянно, в других увеличивается по симметричной кривой, в третьих — уменьшается также по симметричной кривой, а в четвертых — уменьшается по несимметричной кривой.

Если в рулевых механизмах с винтовой передачей переменное передаточное число зависит от принципа действия передачи, то в других конструкциях переменное передаточное число выполняется преднамеренно.

Переменное передаточное число в реечной передаче, приведенной на фиг. 45, осуществляется следующим образом.

Цилиндрическая шестерня 3 и сцепляющаяся с ней рейка 1 заключены в картере 2. Вся передача удерживается на выступающем конце рулевого вала 4, причем ось этого конца на вале, а следовательно, и ось шестерни не совпадают с осью вала 4. Они смещены



Фиг. 45. Рулевой механизм с реечной передачей, имеющей переменное передаточное число.

одна относительно другой на некоторую величину e . Крепление рулевого механизма к раме автомобиля выполнено на скользящей опоре 5, в которой располагается рулевой вал 4.

Таким образом, ось цилиндрической шестерни перемещается относительно оси вала 4 по окружности радиуса e , вследствие чего радиус зацепления рейки от оси рулевого вала 4 изменяется. Радиус зацепления рейки меняется от $r_1 - e$ до $r_1 + e$, где r_1 — начальный радиус шестерни и e — ее эксцентриситет. Если передаточное число всей передачи при совпадающих осях шестерни и рулевого вала равно i_{ω} , то при эксцентрично расположенной оси оно изменяется от $i_{\omega_1} = i_{\omega} \frac{r_1 - e}{r_1}$ до $i_{\omega_2} = i_{\omega} \frac{r_1 + e}{r_1}$.

К р и в о ш и п н а я п е р е д а ч а . Переменное передаточное число с особенно широкими пределами его изменения выполняется в рулевых механизмах с кривошипной передачей. Червяк такой конструкции руля нарезается пальцевой фрезой на специальном станке. Перемещение пальцевой фрезы производится с переменной скоростью при постоянной скорости вращения нарезаемого червяка, вследствие чего и передаточное число рулевого механизма получается с таким же изменением.

Червячная передача¹. В червячной передаче с витком червяка зацепляются зубья червячной шестерни или сектора.

Для таких конструкций угловое передаточное число определяется по следующим уравнениям:

для передачи с шестерней

$$i_{\omega} = \frac{z}{n}$$

и для передачи с сектором

$$i_{\omega} = \frac{2\pi R}{t},$$

где z — число зубьев шестерни;

n — число заходов червяка;

R — начальный радиус сектора;

t — шаг витка червяка.

В многозаходных червяках шаг определяется не между соседними витками, а для одного витка. Если у такого червяка шаг между соседними витками равен t_1 , то при n заходах шаг отдельного витка $t = nt_1$.

ОБРАТИМОСТЬ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА

Во время поворота автомобиля действующий на передние управляемые колеса стабилизирующий момент стремится повернуть их, а вместе с ними и рулевое колесо из повернутого состояния в нейтральное (прямое) положение. При освобождении водителем рулевого колеса автомобиль с кривой линии при повороте постепенно переходит на прямолинейное движение.

Действию стабилизирующего момента противодействует момент трения, возникающий в соединениях рулевой трапеции и рулевого механизма.

Стабилизирующий момент изменяется в зависимости от угла поворота колес, вследствие чего их возвращение получается неравномерным.

От соотношения моментов зависит скорость, а также и время, в течение которого совершается возвращение колес. От того же соотношения моментов зависит и угол, на который возвратятся колеса из повернутого состояния. Критериями для оценки обратимости рулевого механизма служат: 1) скорость обратимости, 2) время возврата и 3) коэффициент возврата рулевого колеса или вала сошки из повернутого состояния.

Все эти критерии зависят от величины действующего на вал стабилизирующего момента, суммарного момента трения в рулевом механизме и момента инерции вращающихся масс, установленных на валах. Влияние этих факторов здесь и рассматривается.

Влияние момента инерции вращающихся масс. Пусть в рулевом механизме, не имеющем трения, с пере-

¹ Передаточное число глобидальной передачи определяется ниже (на стр. 76 и 90).

даточным числом, равным i , на рулевом валу установлено рулевое колесо с массой m и моментом инерции J , на вал сошки действует крутящий момент постоянной величины, равный M . Из уравнения углового ускорения

$$j = \frac{d\omega}{dt} = \frac{M}{iJ} \quad (21)$$

определяется угловая скорость обратимости

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{M}{iJ}t. \quad (22)$$

Из последнего уравнения определяется угол поворота рулевого колеса

$$\varphi = \frac{M}{iJ} \cdot \frac{t^2}{2} \quad (23)$$

и время обратимости t , за которое совершается поворот рулевого колеса на заданный угол φ , т. е.

$$t = \sqrt{\frac{2\varphi iJ}{M}}.$$

При этих данных уравнение угловой скорости обратимости принимает вид

$$\omega = \sqrt{\frac{2\varphi M}{iJ}}. \quad (24)$$

Из этого уравнения видно, что с увеличением момента инерции вращающихся масс J понижается угловая скорость ω , в связи с чем удлиняется время t обратимости рулевого колеса на заданный угол φ .

Влияние стабилизирующего момента. Действующий от передних управляемых колес автомобиля стабилизирующий момент M_c не постоянен, как было установлено выше, а изменяется по своей величине в зависимости от угла их поворота и скорости движения. Кроме того, в рулевом механизме, как и во всяком механизме, неизбежно возникает момент трения M_T , противодействующий стабилизирующему моменту. Поэтому результирующий момент равен

$$M_0 = M_c - M_T.$$

Изменение живой силы вращающихся масс определяется уравнением

$$dU = J \frac{d\omega^2}{2}. \quad (25)$$

Работа, совершаемая изменяющимся результирующим моментом M_0 , в дифференциальном виде напишется

$$dU = M_0 d\beta.$$

После совместного решения и интегрирования получим

$$J \frac{\omega^2}{2} = \int M_0 d\beta. \quad (26)$$

Отсюда получаем уравнение скорости обратимости при переменном M_0 :

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J} \int M_0 d\beta}. \quad (27)$$

Угловую скорость вращения вала рулевой сошки можно представить как первую производную от угла поворота этого вала по времени, т. е.

$$\omega = \frac{d\beta}{dt},$$

откуда

$$dt = \frac{d\beta}{\omega}.$$

Время обратимости рулевого механизма получится интегрированием последнего уравнения

$$t = \int \frac{d\beta}{\omega}. \quad (28)$$

Неопределенность изменения величины момента трения в рулевом механизме не позволяет дать аналитическое уравнение результирующего момента, которое можно было бы просто интегрировать. В этом случае значения скорости и времени обратимости могут быть получены только графоаналитическим методом.

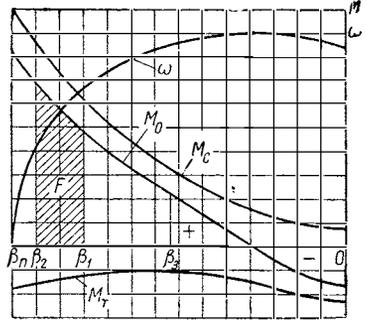
Пусть действие стабилизирующего момента на вал рулевой сошки при переходе с левого поворота на прямолинейное движение изменится в зависимости от угла поворота сошки так, как показано на фиг. 46 (кривая M_c). Предположим далее, что момент трения рулевого механизма, приведенный к оси вращения вала рулевой сошки в зависимости от угла его поворота, изменяется по кривой M_T .

Изменение результирующего момента, равного разности моментов M_c и M_T , изображено кривой M_0 . Интегрируя уравнение вращения вала рулевой сошки в пределах от начального угла его поворота β_2 до некоторого значения β_1 , получим

$$J \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} M_0 d\beta.$$

Правая часть этого уравнения представляет собой площадь F , ограниченную на фиг. 46 кривой M_0 , осью абсцисс и ординатами при углах β_2 и β_1 , в пределах которых производилось интегрирование.

При начале возврата рулевого колеса, т. е. при освобождении последнего водителем, угловая скорость вращения вала рулевой



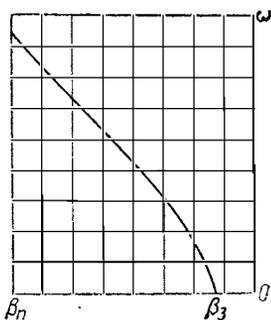
Фиг. 46. Кривые изменения моментов и угловой скорости обратимости.

сошки равна нулю, следовательно, последнее уравнение напишется в виде

$$\frac{J}{2} \cdot \omega_2^2 = F.$$

При данном изменении результирующего момента M_0 площадь диаграммы F между углами β_2 и β_1 является величиной известной, и угловая скорость вращения вала рулевой сошки ω_2 , которую он имеет при угле β_1 , будет

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2F}{J}}. \quad (29)$$



Фиг. 47. Изменение угловой скорости обратимости при переменном начальном угле.

Производя интегрирование для ряда значений углов β в пределах от постоянного начального угла β_n до нуля, т. е. подсчитывая для этих углов значения площади F до полного возврата вала рулевой сошки в нейтральное положение, получим ряд значений угловой скорости, а следовательно, и ее изменение при повороте вала от угла β_n до 0.

Для принятой на фиг. 46 кривой результирующего момента M_0 изменение угловой скорости вращения вала рулевой сошки при его повороте от угла β_n до 0 изображено кривой ω .

С точки зрения стабилизации управляемых колес автомобиля наибольший интерес представляет изменение угловой скорости вращения вала рулевой сошки, которую он имеет, подходя к нейтральному положению.

В этом случае интегрирование производится от изменяющегося начального угла β_2 до постоянного конечного угла β_1 , равного нулю. Для этого определяется ряд значений площади F , заключенной между кривой результирующего момента M_0 , осями координат и ординатой изменяющегося угла β_2 . По этим данным [формула (29)] определяется ряд значений скорости обратимости, т. е. угловой скорости вращения вала рулевой сошки к моменту возврата его в нейтральное положение при различных начальных углах поворота β_2 .

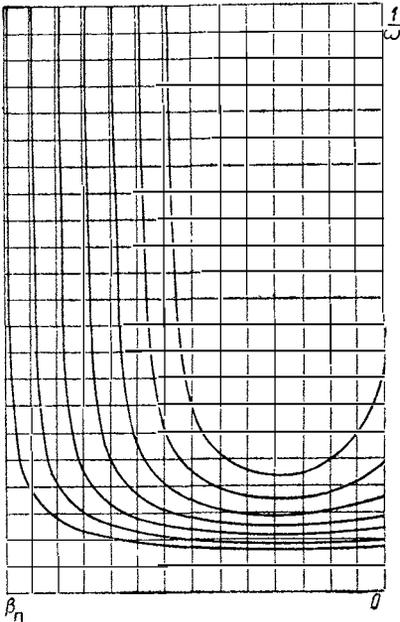
Для принятой кривой результирующего момента M_0 на фиг. 47 приведено изменение угловой скорости вращения вала рулевой сошки в зависимости от изменения начального угла поворота β_2 .

Предельный угол поворота, при котором может быть получено полное возвращение вала сошки в нейтральное положение, равен β_3 . При этом значении угла конечная угловая скорость вращения вала равна нулю. Это соответствует начальному углу поворота, при котором положительная площадь равна отрицательной. Возвращение вала рулевой сошки с угла поворота β_x , меньшего чем β_3 , будет неполным.

Неполное возвращение вала сошки из повернутого положения характеризуется коэффициентом возврата

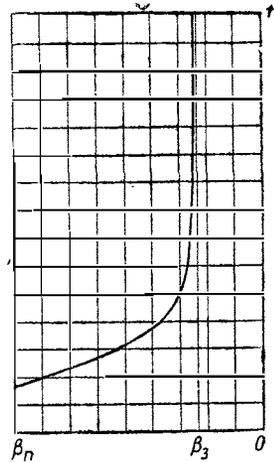
$$\lambda = \frac{\beta_x}{\beta_n}$$

Время обратимости рулевого механизма определяется по полученной выше формуле (28). Для принятого изменения момента строится кривая обратной угловой скорости, т. е. $\frac{1}{\omega}$.



Фиг. 48. Кривые для определения времени обратимости.

Правая часть уравнения в формуле (28) представляет собой площадь, ограниченную



Фиг. 49. Изменение времени обратимости при переменном начальном угле.

кривой обратной угловой скорости, осью абсцисс и ординатами, в пределах которых производится интегрирование.

Площади, заключенные между этой кривой, осью абсцисс и ординатами от β_n до β_2 , от β_n до β_1 и т. д. от β_n до 0, обозначают в некотором масштабе время, за которое поворачивается вал рулевой сошки на углы $\beta_n - \beta_2$, $\beta_n - \beta_1$ и т. д. до β_n .

Для определения изменения времени обратимости рулевого механизма при переменном начальном крутящем моменте M_0 , т. е. с различных начальных углов поворота вала рулевой сошки β_2 , строится ряд кривых обратных угловых скоростей. Эти кривые для принятого изменения результирующего момента M_0 изображены на фиг. 48. Площади, заключенные между этими кривыми осями координат и ординатами, соответствующими различным начальным углам β_2 , определяют изменение времени обратимости рулевого механизма при указанных условиях (фиг. 49).

Из этой фигуры видно, что при некотором угле β_3 кривая времени обратимости стремится в бесконечность, что соответствует тому случаю, когда угловая скорость обратимости при нейтральном положении равна нулю. Последнее, как было указано, соответствует такому начальному углу поворота β_3 , при котором положительная площадь равна отрицательной.

Уравнения скорости и времени обратимости рулевого механизма показывают, что и при изменяющемся моменте M_0 с увеличением момента инерции вращающихся масс рулевого вала обратимость ухудшается, т. е. понижается угловая скорость вращения вала и удлиняется время возврата его в нейтральное положение.

Для улучшения обратимости рулевого механизма при действии минимальной величины стабилизирующего момента необходимо, чтобы: 1) момент трения рулевого механизма, приведенного к валу рулевой сошки, имел минимальное значение и 2) момент инерции вращающихся масс рулевого колеса также имел бы минимальное значение.

КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА

К. п. д. рулевого механизма называется отношение мощности, получаемой на ведомом валу, к мощности, прилагаемой к ведущему его валу.

Если через M_1 обозначить крутящий момент, действующий на рулевом валу, и ω_1 — угловую скорость его вращения, а через M_2 — крутящий момент, действующий на валу сошки, и ω_2 — угловую скорость его вращения, то формулу к. п. д. рулевого механизма можно написать в следующем виде.

1. При передаче усилия от рулевого колеса к сошке (прямой к. п. д.)

$$\eta_1 = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}. \quad (30)$$

2. При передаче усилия от сошки к рулевому колесу (обратный к. п. д.)

$$\eta_2 = \frac{M_1 \omega_1}{M_2 \omega_2}. \quad (31)$$

Отношение угловых скоростей рулевого вала ω_1 и вала сошки ω_2 есть угловое передаточное число рулевого механизма i_w . После подстановки этого значения формула к. п. д. принимает следующий вид:

$$\eta_1 = \frac{M_2}{i_w M_1}; \quad (32)$$

$$\eta_2 = \frac{M_1 i_w}{M_2}. \quad (33)$$

При передаче усилия от одного вала к другому в соединениях между трущимися и катящимися деталями рулевого механизма

возникает трение, уменьшающее передаваемый к ведомому валу крутящий момент.

В наиболее распространенных конструкциях передачи рулевого механизма (глобоидальной и с кривошипом) в основных их соединениях действуют следующие моменты трения:

- m_1 — момент трения скольжения или качения в верхней опоре рулевого вала;
- m_2 — момент трения скольжения в сальнике рулевого вала;
- m_3 — момент трения качения или скольжения в верхней и нижней опорах червяка;
- m_4 — момент трения качения пальца кривошипа или ролика по витку червяка или трение скольжения зубьев сектора или пальца кривошипа по витку;
- m_5 — момент трения качения или скольжения ролика на пальце, на котором он установлен, или качения пальца кривошипа в подшипниках;
- m_6 — момент трения качения ролика на шариках или роликах или трение скольжения между боковыми его поверхностями и шайбами в головке вала сошки в конструкции руля с глобоидальной передачей;
- m_7 — момент трения скольжения между торцом головки вала сошки и регулировочным винтом в крышке или стенке картера руля;
- m_8 — момент трения скольжения между головкой вала рулевой сошки и регулировочными шайбами в руле с глобоидальной передачей;
- m_9 — момент трения скольжения или качения во внутренней и внешней опорах вала сошки;
- m_{10} — момент трения в сальнике вала сошки.

Перечисленные моменты трения, возникающие в отдельных соединениях рулевого механизма с глобоидальной передачей, указаны на фиг. 50.

К. п. д. рулевого механизма при передаче усилия от рулевого колеса к сошке (прямой к. п. д.). При передаче усилия от рулевого колеса к сошке моменты трения в верхней опоре рулевого вала, его сальнике, опорах червяка, трение качения ролика по витку, т. е. m_1 , m_2 , m_3 и m_4 , непосредственно противодействующие крутящему моменту, прилагаемому к рулевому колесу M_1 , вычитаются из последнего.

В наиболее сложной передаче (глобоидальной) момент трения между роликом и его пальцем и момент трения между роликом и отрезками головки вала рулевой сошки, т. е. m_5 и m_6 , противодействуют вращению рулевого вала через ролик, расположенный под углом α_1 относительно оси вала сошки.

Результирующий момент от составляющих моментов m_5 и m_6 , приведенный к оси рулевого вала, будет

$$m_p = \frac{m_5 + m_6}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{r_x}{r_p} \quad (34)$$

*

Радиусы r_x и r_p показаны на фиг. 50.

Таким образом, крутящий момент на рулевом валу за вычетом потерь на трение в его соединениях (трения в верхней опоре, сальнике, опорах червяка, трения качения ролика по витку, трение ролика на пальце и между отрезками головки вала рулевой сошки) будет

$$M'_1 = M_1 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_p.$$

Обозначая сумму моментов трения в соединениях рулевого вала через

$$M_{T1} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4,$$

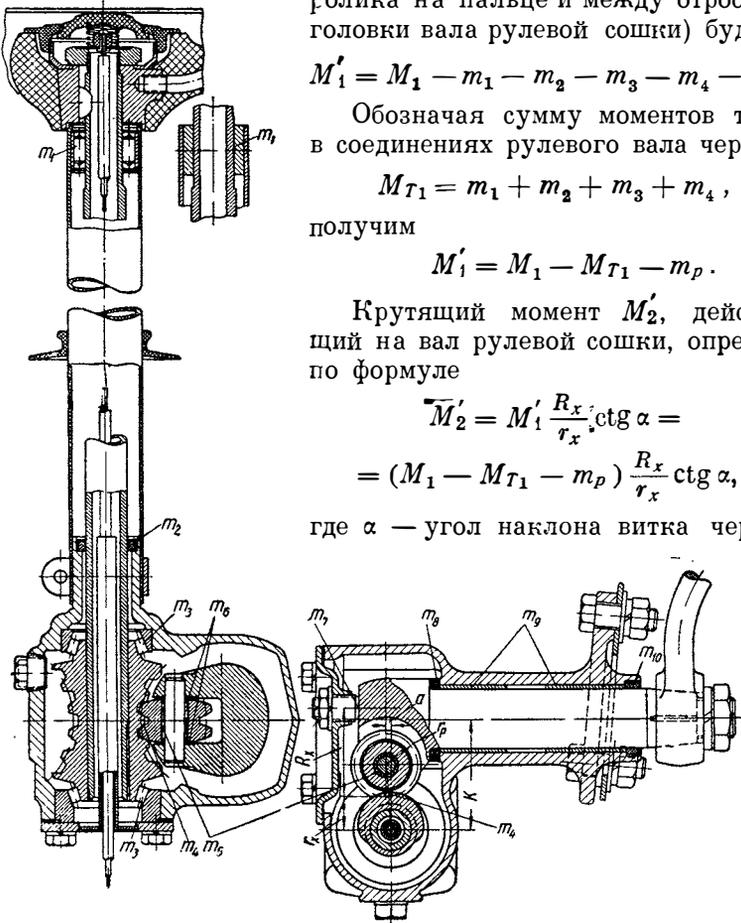
получим

$$M'_1 = M_1 - M_{T1} - m_p. \quad (35)$$

Крутящий момент M'_2 , действующий на вал рулевой сошки, определим по формуле

$$\begin{aligned} \overline{M'_2} &= M'_1 \frac{R_x}{r_x} \operatorname{ctg} \alpha = \\ &= (M_1 - M_{T1} - m_p) \frac{R_x}{r_x} \operatorname{ctg} \alpha, \end{aligned} \quad (36)$$

где α — угол наклона витка червяка.



Фиг. 50. Моменты трения в соединениях рулевого механизма с глобоидальной передачей.

Вследствие потерь на трение m_7 , m_8 , m_9 и m_{10} , возникающих в соединениях этого вала, этот момент еще уменьшается. В результате получим

$$M_3 = M'_2 - m_7 - m_8 - m_9 - m_{10}.$$

Обозначив сумму моментов трения, противодействующих вращению вала рулевой сошки, через

$$M_{T2} = m_7 + m_8 + m_9 + m_{10},$$

получим

$$M_3 = M'_2 - M_{T2}. \quad (37)$$

Таким образом, когда к рулевому колесу приложен крутящий момент M_1 , на валу рулевой сошки (с учетом потерь на трение) действует момент M_2 .

Уравнение прямого к. п. д. рулевого механизма принимает вид

$$\eta_{11} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}.$$

Отношение угловых скоростей представляет собой угловое передаточное число, равное i_w . Подставив это значение, получим

$$\eta_{11} = \frac{M_1 - M_{T1}}{M_1} \cdot \frac{m_p}{r_x} \cdot \frac{ctg \alpha}{i_w} = \frac{M_{T2}}{M_1 i_w}. \quad (38)$$

К. п. д. рулевого механизма при передаче усилия от сошки к рулевому колесу (обратный к. п. д.). От действующего на валу сошки крутящего момента M_2 на рулевом валу при отсутствии трения возникал бы момент M_1 .

Моменты трения, возникающие в соединениях вала сошки, т. е. в сальнике m_{10} , опорах этого вала m_9 , и трение головки вала с регулировочными шайбами и регулировочным винтом m_8 и m_7 , противодействующие крутящему моменту на этом валу M_2 , вычитаются из последнего. Сумма этих моментов трения равна M_{T2} .

Сумма моментов трения ролика на пальце m_5 и между отростками головки вала рулевой сошки m_6 в руле с глобоидальной передачей можно заменить моментом силы трения

$$Q = \frac{m_5 + m_6}{r_p},$$

действующей по начальной окружности ролика радиуса r_p и расположенной в плоскости последней.

От действующего на валу сошки крутящего момента в точке касания ролика с червяком возникает сила N , направленная нормально к винтовой линии и расположенная в касательной плоскости. Эта сила раскладывается на силу T , направленную по касательной к начальной образующей червяка, и силу U , направленную по касательной к начальной окружности ролика и преодолевающую приведенную силу трения Q .

Схема действия сил N , T , U и Q и моментов трения m_5 и m_6 показана на фиг. 51. Между силами N , T и U можем написать следующие зависимости, пользуясь обозначениями, приведенными на фиг. 51:

$$T = N \cos \alpha + U \sin \alpha_1;$$

$$\frac{N}{\sin(90 - \alpha_1)} = \frac{U}{\sin \alpha}.$$

Решая совместно оба уравнения, получим

$$T = U(\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \operatorname{ctg} \alpha). \quad (39)$$

Крутящий момент, действующий на валу сошки и преодолевающий моменты трения m_3 и m_6 , будет

$$m'_p = TR_x = \frac{m_5 + m_6}{r_x} R_x (\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \operatorname{ctg} \alpha). \quad (40)$$

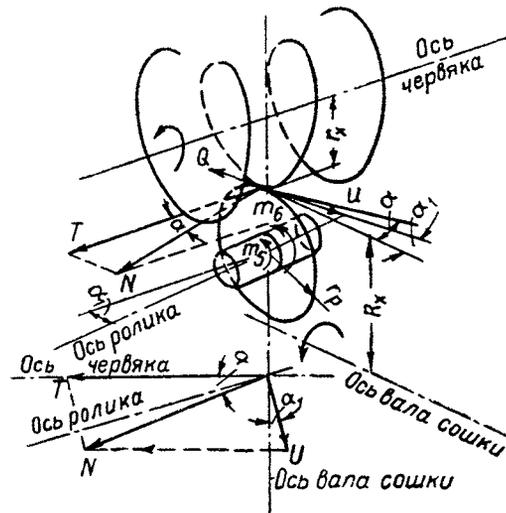
Таким образом, крутящий момент на валу сошки с учетом потерь на трение в его соединениях и в соединениях ролика

$$M_4 = M_2 - M_{T2} - m'_p.$$

Крутящий момент на рулевом валу, возникающий от момента M_4 , будет

$$M_5 = M_4 \frac{r_x}{R_x} \operatorname{tg} \alpha. \quad (41)$$

Моменты трения в соединениях рулевого вала, т. е. трение качения ролика по витку m_4 , трение в опорах червяка m_3 , трение в сальнике и верхней опоре рулевого вала m_2 и m_1 , противодействуют крутящему моменту на рулевом валу M_5 и вычитаются из последнего. Сумма этих моментов трения равна M_{T1} .



Фиг. 51. Схема действия сил на ролик рулевого механизма.

Таким образом, на рулевом валу вследствие потерь на трение действует крутящий момент

$$M'_5 = M_5 - M_{T1} = (M_2 - M_{T2} - m'_p) \frac{r_x}{R_x} \operatorname{tg} \alpha - M_{T1}. \quad (42)$$

Согласно приведенному выше определению формула обратного к. п. д. рулевого механизма при передаче усилия от сошки к рулевому колесу будет иметь вид

$$\eta_2 = \frac{M'_5 \omega_1}{M_2 \omega_2} = \frac{M'_5}{M_2} i_{\omega}.$$

Подставив значение момента M_5 , получим

$$\eta_2 = \frac{M_2 - M_{T2} - m'_p}{M_2} \cdot \frac{r_x}{R_x} \operatorname{tg} \alpha i_{\omega} - \frac{M_{T1}}{M_2} i_{\omega}. \quad (43)$$

Как видно из уравнений, значения прямого и обратного к. п. д. рулевого механизма не равны. Они зависят от конструктивных данных передачи $r_p, r_x, R_x, i_{\omega}$, углов наклона витка червяка α и ролика α_1 , а также и от величины моментов трения в соединениях.

Обратный к. п. д., как указано, только отражает отдачу обратных ударов. Более точно оценку рулевого механизма в отношении отдачи обратных ударов можно производить коэффициентом, представляющим собой отношение силы P , возникающей на рулевом колесе, к силе Q , действующей на палец сошки. Экспериментальное определение коэффициента отдачи можно производить на специальном стенде.

ЗАЗОРЫ В ПЕРЕДАЧЕ И РАДИУС БЕЗЗАЗОРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Необходимость изменения зазоров в передаче вытекает из эксплуатационных требований. Это изменение может быть получено при изготовлении деталей передаточной пары или оно получается само собой благодаря конструктивным особенностям передачи.

Так как характер изменения зазоров при изготовлении деталей передаточной пары может быть задан произвольным, то здесь рассматриваются только те конструкции рулевых механизмов, в которых характер изменения зазоров определяется конструктивными особенностями передаточной пары.

К таким передачам относятся передачи винтовая с двухплечим рычагом (фиг. 9) и глобоидальная (фиг. 17, 18 и 19).

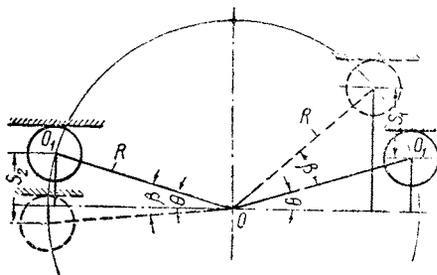
В конструкции руля с винтовой передачей и двухплечим рычагом беззазорное соприкосновение роликов с упорами обеих полугаек лишь при нейтральном (среднем) положении сошки и управляемых колес и с зазорами при повернутом их положении достигается смещением осей роликов от оси вала сошки ближе к упорам полугаек.

Схема для определения влияния смещения оси вала сошки относительно осей роликов рычага на изменение зазоров показана на фиг. 52.

Для беззазорного соприкосновения всех деталей руля этой конструкции лишь в среднем положении рычага, соответствующем нейтральному положению сошки, и с зазорами при всех других ее положениях необходимо, чтобы опускание одного плеча рычага было больше подъема другого его плеча при равенстве подъема и опускания полугаек.

Согласно приведенным на фиг. 52 обозначениям при повороте вала сошки на угол β опускание центра ролика левого плеча рычага равно

$$S_2 = R [\sin \theta + \sin (\beta - \theta)]. \quad (44)$$



Фиг. 52. Схема для определения зазоров в винтовой передаче с двухплечим рычагом:

O — ось вала сошки; O_1 — оси роликов.
 R — радиус рычагов.

В то же время центр ролика правого плеча поднимается на величину, равную

$$S_1 = R [\sin (\beta + \theta) - \sin \theta]. \quad (45)$$

Так как перемещения обеих полугаек равны вертикальному перемещению вниз центра ролика левого плеча рычага S_2 , то зазор между правой полугайкой и роликом правого плеча рычага равняется

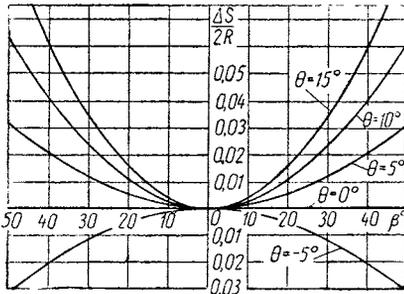
$$\Delta S = S_2 - S_1 = 2R \sin \theta (1 - \cos \beta). \quad (46)$$

Если центры роликов расположены на прямой, проходящей через ось вала сошки O , то угол $\theta = 0$. При этом условии ΔS также будет равняться нулю при всех значениях угла поворота вала сошки β .

Это значит, что соприкосновение обеих полугаек с роликами рычага будет беззазорным при всех значениях угла поворота вала сошки.

Если центры роликов будут расположены на прямой, проходящей выше оси вала сошки, то угол θ будет иметь положительное значение. При этом условии и при $\beta = 0$ зазор ΔS будет также равен нулю. При всех других значениях угла поворота вала сошки β зазор ΔS будет иметь положительное значение.

Фиг. 53. Кривые изменения зазоров в винтовой передаче с двухплечим рычагом.



Если центры роликов будут расположены на прямой, проходящей ниже оси вала сошки O , то угол θ будет иметь отрицательный знак. Подставляя его с этим знаком в уравнения (44) и (45), получим

$$\Delta S = S_2 - S_1 = 2R \sin \theta (\cos \beta - 1). \quad (47)$$

При этом условии зазор ΔS получается отрицательным при всех значениях угла поворота вала сошки, отличающихся от нуля, и равен нулю при $\beta = 0$.

При повороте рулевого вала это вызывает натяжку всех деталей передачи, вследствие чего смещение оси вала сошки выше осей роликов не допускается.

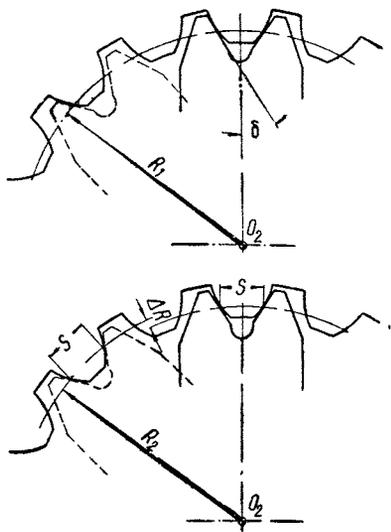
На фиг. 53 приведены пять кривых изменения зазоров ΔS , полученных при различных значениях угла θ .

Как видим, предложенный автором оценочный критерий — изменение зазоров в передаче — действительно может характеризовать конструктивные особенности передачи и позволяет дать сравнительную оценку рулевых механизмов.

В глобидальной передаче беззазорное зацепление в средней части червяка и с зазорами на всей остальной его длине достигается смещением оси вала сошки ближе к оси червяка.

Кроме того, средняя часть витка глобоидального червяка как наиболее подверженная износу часть изнашивается больше, чем его участки, расположенные по обе стороны от середины. Это также вызывает необходимость смещения оси вала сошки ближе к оси червяка. При этом радиус зацепления получается меньшим, чем начальный радиус при нарезке червяка.

В глобоидальной передаче изменение зазоров зависит от изменения радиуса зацепления при беззазорном соприкосновении деталей передаточной пары. Поэтому для таких конструкций рулевых механизмов для оценки конструктивных особенностей передаточной пары автором предложен критерий — приращение радиуса беззазорного зацепления.



Фиг. 54. Схема с обычным и с беззазорным зацеплением глобоидальной передачи с постоянной толщиной S витка червяка.

Две схемы, иллюстрирующие различие между радиусом зацепления (соприкосновения) R_1 и радиусом беззазорного зацепления R_2 , изображены на фиг. 54. Схема для определения радиуса беззазорного зацепления и его приращения ΔR приведена на фиг. 55.

Радиус беззазорного зацепления $AO_2 = R_2$ определяется из треугольника AO_1O_2

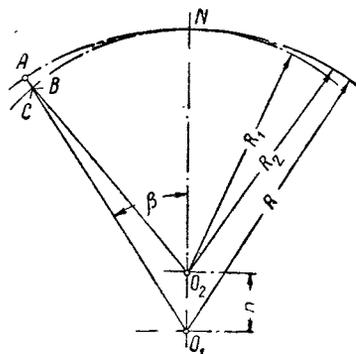
$$AO_2^2 = AO_1^2 + n^2 - 2nAO_1 \cos \beta$$

или

$$R_2 = \sqrt{R^2 + n^2 - 2nR \cos \beta}, \quad (48)$$

где

$$\beta = \frac{\varphi}{i_w}.$$



Фиг. 55. Схема для определения приращения радиуса беззазорного зацепления:

O_1 — центр образующей червяка, радиус образующей $O_1A = R$; O_2 — ось вала сошки $O_2B = R_1$, радиус перемещения зубьев сектора или ролика; N — точка беззазорного соприкосновения профилей передаточной пары.

Отрезок AB представляет собой приращение радиуса беззазорного зацепления ΔR .

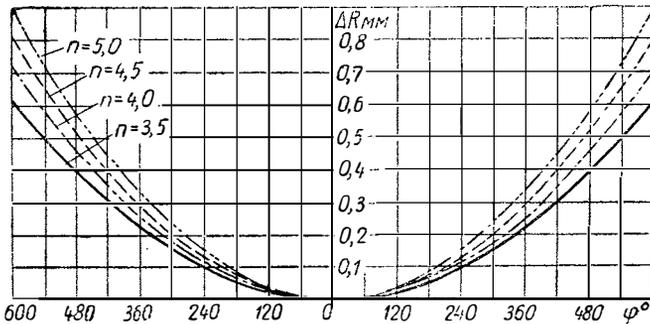
Ввиду малой величины угла O_1AO_2 отрезки AB и AC с достаточной точностью можно принять равными. Тогда приращение радиуса беззазорного зацепления будет определяться из уравнения

$$\Delta R = R_2 - R_1 = \sqrt{R^2 + n^2 - 2nR \cos \beta} - R_1, \quad (49)$$

где

$$R_1 = R - n.$$

Если приращение радиуса беззазорного зацепления в той или иной точке равно ΔR , а половина угла конуса лунки ролика равна δ



Фиг. 56. Кривые изменения приращения радиуса беззазорного зацепления при различном радиальном смещении n .

(фиг. 54), то зазор ΔS в передаточной паре в этой точке зацепления определяется из уравнения

$$\Delta S = 2\Delta R \operatorname{tg} \delta. \quad (50)$$

Для глобоидальной передачи рулевого механизма с $R = 47,44$ мм на фиг. 56 приведены кривые приращения радиуса беззазорного зацепления при различных n , соответственно равных: 3,5; 4; 4,5 и 5 мм.

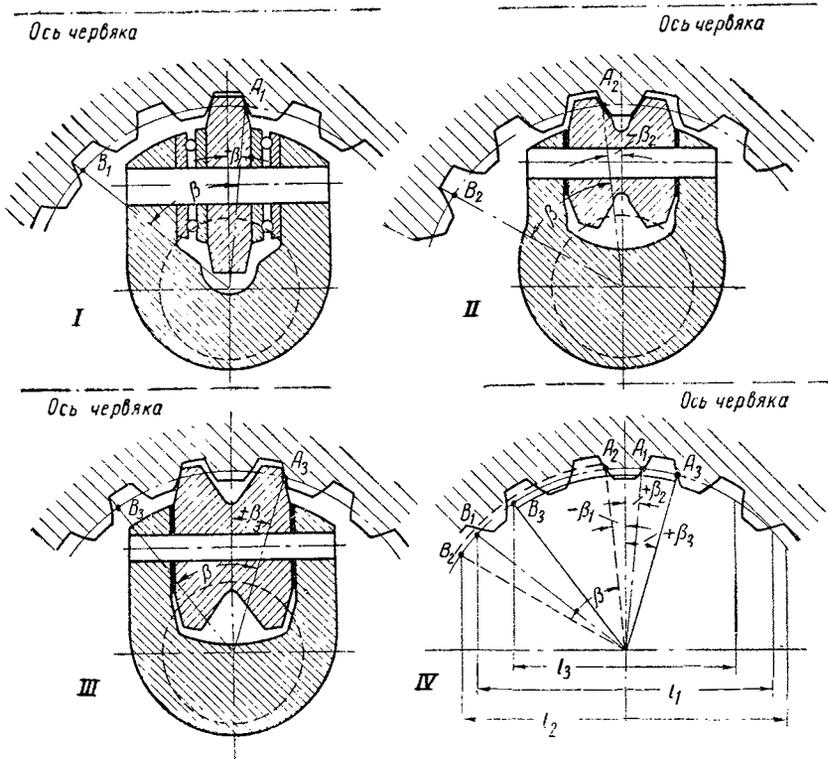
Из фигуры видно, что величина радиального смещения n осей значительно влияет на изменение приращения радиуса беззазорного зацепления и главным образом при больших углах поворота червяка.

Следовательно, изменение приращения радиуса беззазорного зацепления действительно может характеризовать конструктивные особенности глобоидальной передачи и дает возможность произвести сравнительную оценку рулевых механизмов с такой передачей по сроку службы.

ОСНОВЫ ГЛОБОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ

РАЗНОВИДНОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В глобоидальной передаче большинства рулевых механизмов с вращающимся роликом последний применяется двух видов: одногребневый (клинообразный) и двухгребневый, т. е. имеющий в се-



Фиг. 57. Схемы разновидностей зацепления в глобоидальной передаче:

A — точка соприкосновения ролика с витком червяка в нейтральном его положении;
 β_1, β_2 и β_3 — углы, составляемые радиусами зацепления со средней плоскостью червяка.

редине лунку для витка червяка. Рассматриваемые схемы зацепления приведены на фиг. 57.

Одногребневый ролик соприкасается своими боковыми коническими поверхностями с боковыми поверхностями канавки червяка (схема I).

Двухгребневый ролик может соприкаться или внутренними коническими поверхностями лунки (схема II), или наружными коническими поверхностями (схема III). В первом случае зацепления двухгребневого ролика поверхности лунки соприкасаются с боковыми поверхностями витка червяка. Во втором случае наружные конические поверхности ролика соприкасаются с наружными по-

верхностями двух смежных канавок червяка. Расположенный между этими канавками виток в этом случае не соприкасается с лункой ролика.

Из приведенных схем видно, что начальный радиус зацепления одногребневого ролика располагается перед средней плоскостью червяка под углом плюс β_1 (схема I). У двухгребневого ролика с внутренним зацеплением начальный радиус зацепления располагается за средней плоскостью под углом минус β_2 (схема II). У двухгребневого ролика с наружным зацеплением начальный радиус располагается перед средней плоскостью под углом плюс β_3 (схема III). Это обстоятельство вызывает различное расположение линии зацепления по образующей червяка относительно его середины, а следовательно, получается различной и рабочая длина червяка.

Если вал сошки должен быть повернут на максимально возможный угол β в сторону, указанную стрелкой, то из сопоставления всех трех разновидностей зацепления (схема IV) заключаем, что при зацеплении по третьей схеме длина червяка l_3 получается наименьшая, а при зацеплении по второй схеме длина червяка l_2 получается наибольшая. Если учесть, что длина червяка из производственных соображений получается ограниченной, то очевидно, что зацепление его с роликом по второй схеме будет наивыгоднейшим из всех видов зацепления.

УГЛОВОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ПРИ НАРЕЗКЕ И ДЛИНА ЧЕРВЯКА

Начальная поверхность глобоидального червяка, изображенного на фиг. 58, в отличие от обычного цилиндрического червяка образуется вращением дуги aa около некоторой оси OO , причем начальная образующая дуга aa обращена выпуклостью к этой оси и лежит в плоскости, проходящей через ось вращения.

Нарезка витка такого червяка производится при помощи специального режущего инструмента, выполненного в виде шестерни со специальным профилем режущих кромок зубьев.

При нарезке витка червяка режущий инструмент поворачивается около своей оси, проходящей через центр O_1 , т. е. через центр начальной образующей дуги aa с постоянным угловым шагом. Таким образом, за каждый оборот червяка режущий инструмент поворачивается на один и тот же угол θ . Поэтому угловое передаточное число i'_{ω} , при нарезке равно отношению угловой скорости вращения нарезаемого червяка ω_1 к угловой скорости вращения режущего инструмента ω_2 , остается постоянным

$$i'_{\omega} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{36\theta}{\theta}. \quad (51)$$

В силу особенностей глобоидальной передачи действительное угловое передаточное число i_{ω} рулевого механизма отличается от передаточного числа при нарезке червяка (см. стр. 90).

Профиль витка червяка (его сечение) располагается на начальной дуге aa и получается обращенным к центру O_1 (фиг. 58). Поскольку

сечение витка при повороте червяка перемещается по дуге круга, то очевидно, что зацепление с ним гребней ролика или зубьев сектора может происходить на полной их высоте по всей длине обрабатываемой.

Вследствие этого число гребней ролика или зубьев сектора в этой передаче может быть выполнено минимальным (до одного). Вместе с тем это позволяет получить большой угол поворота вала сошки. В этом и заключается основное преимущество глобоидальной передачи рулевого механизма.

Однако, несмотря на такую особенность глобоидального червяка, угол поворота вала сошки получается ограниченным.

Длина глобоидального червяка с полным профилем витка не может быть выполнена большой и ограничивается условиями его нарезки.

Режущие кромки режущего инструмента при нарезке раскладываются в плоскости, проходящей через ось червяка. Подача инструмента производится в радиальном направлении от наружной поверхности червяка перпендикулярно его оси до полной высоты витка. Поэтому виток по концам червяка на выходе имеет внутренние стороны профиля прямыми и перпендикулярными оси червяка.

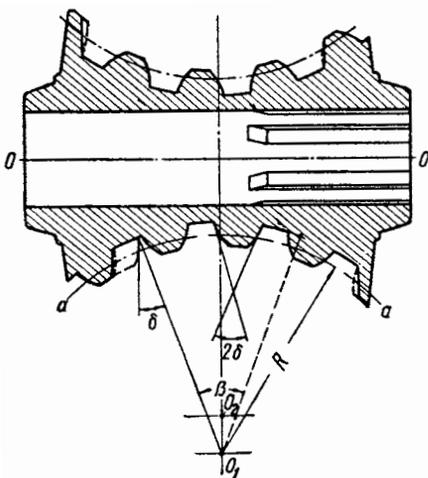
На фиг. 58 получающиеся плоскими внутренние стороны профиля витка изображены сплошными линиями, а профиль, который должен получаться в этих местах по профилю режущих кромок, — пунктирными.

Это обстоятельство, т. е. подрез профиля витка, ограничивает применение глобоидальной передачи в тех случаях, когда рулевой механизм должен обеспечить очень большой угол поворота вала сошки.

Максимально возможный центральный угол червяка β_{\max} , который получается при полном правильном профиле его витка, равен углу 2δ , составленному касательными к сторонам профиля витка у его корня:

$$\beta_{\max} = 2\delta. \quad (52)$$

В тех случаях, когда нужно получить угол поворота вала сошки больше, чем 2δ , в зацеплении с червяком применяется трехзубый сектор или трехгребневый ролик. Такие конструкции приведены на фиг. 17 и 19. В связи с тем что профиль витка червяка располагается на дуге круга, зацепляющиеся с ним зубья сектора или гребни



Фиг. 58. Схема глобоидального червяка.

ролика в идеальном случае должны перемещаться по той же дуге. Отклонение оси их поворота (оси вала сошки) в ту или другую сторону от плоскости среднего сечения червяка вызывает большой зазор между ними и витком червяка по одну сторону от середины червяка и защемление их с червяком по другую сторону от этой плоскости. Вследствие этого поворот рулевого колеса на необходимый угол может оказаться затруднительным.

Для правильного зацепления деталей передаточной пары необходимо, чтобы ось поворота вала сошки точно совпадала с плоскостью среднего сечения червяка, в которой располагается и ось режущего инструмента при нарезании витка.

УГОЛ НАКЛОНА ВИНТОВОЙ ЛИНИИ ЧЕРВЯКА

Винтовая линия, нанесенная на начальную поверхность указанного выше тела вращения червяка с постоянным угловым шагом θ , а следовательно, и постоянным линейным шагом t по образующей, имеет изменяющийся радиус относительно оси вращения. Вследствие этого угол наклона, составляемый прямой, перпендикулярной оси червяка, с касательной к винтовой линии будет также изменяться. Максимальное значение угла наклона такой червяк имеет в середине, т. е. в сечении с наименьшим радиусом вращения. В обе стороны от этого сечения угол наклона уменьшается и достигает минимального значения по концам червяка.

Угол наклона зубьев сектора или угол установки ролика в головке вала сошки, зацепляющихся с червяком, имеет постоянное значение, и его величина принимается равной некоторому среднему значению между углами наклона винтовой линии червяка в рабочей его части. Величина угла наклона витка определяет обратимость или самоторможение червяка в передаче с зубчатым сектором.

Поэтому изменение угла наклона винтовой линии червяка имеет чрезвычайно важное значение при разработке конструкции глобоидальной передачи рулевого механизма. При обработке металлов углы резания режущего инструмента имеют вполне определенную величину. В данном случае вследствие изменяющегося угла наклона винтовой линии червяка углы резания также будут меняться в зависимости от угла его поворота.

Переменность углов резания создает тяжелые условия для работы режущего инструмента при нарезке глобоидального червяка.

Таким образом, кроме отмеченного выше значения угла наклона витка при разработке конструкции передачи его изменение имеет не менее важное значение и при проектировании режущего инструмента.

В некоторых работах ¹ уравнение для определения угла подъема винтовой линии червяка имеет вид

$$\cos \gamma_v = \frac{r \cos \varphi + Ri \sin i\varphi \sin \varphi}{\sqrt{r^2 + R^2 i^2}} \quad (53)$$

¹ Илж. Л. С. Мурашкин, «Вестник металлопромышленности» № 4, 1938.

или выраженное через тангенс:

$$\operatorname{tg} \eta_y = \sqrt{\frac{\rho^2 + R^2 i^2}{(\rho \cos \varphi + R i \sin i \varphi \sin \varphi)^2} - 1}, \quad (54)$$

где R — радиус образующей дуги глобоида;
 r — минимальный радиус тела вращения (глобоида);

$\rho = R + r - R \cos i \varphi$ — радиус-вектор;

φ — полярный угол;

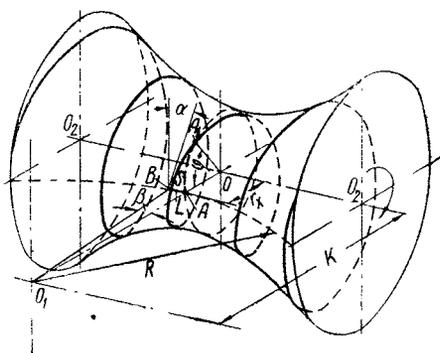
$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ — передаточное число;

ω_1 — угловая скорость движения точки по дуге радиуса R ;

ω_2 — угловая скорость вращения точки вокруг глобоида.

Приведенные выше уравнения действительны для угла поворота червяка $\varphi = 0$. Для всех других значений угла поворота червяка φ значения угла наклона его винтовой линии не соответствуют действительности.

Для вывода рассматриваемого уравнения на фиг. 59 показана схема глобоидального червяка с нанесенной на его начальной поверхности винтовой линии с левым направлением. При повороте червяка на угол φ в указанную стрелкой сторону точка A , лежащая на винтовой линии, переместится в положение A_1 , а радиус начальной образующей O_1B в новом положении составит с первоначальным O_1A угол β . При этом движение точки A по винтовой линии складывается из двух движений:



Фиг. 59. Схема для определения угла наклона винтовой линии глобоидального червяка.

1) в горизонтальной плоскости по дуге L начальной образующей радиуса $O_1A = R$ и

2) в вертикальной плоскости по дуге S переменного радиуса r_x .

Последняя дуга представляет собой проекцию винтовой линии червяка на плоскость, перпендикулярную его оси.

Если по оси абсцисс отложить изменение длины дуги S движения точки A по кривой переменного радиуса r_x для некоторых значений угла поворота червяка φ , а по оси ординат — изменение длины дуги L движения точки A по длине образующей червяка радиуса R для тех же значений угла φ , то полученная кривая будет представлять собой развернутую на плоскость винтовую линию червяка $L = f(S)$.

Изменение угла наклона касательной к этой кривой линии и будет представлять собой изменение угла наклона винтовой линии червяка. Эта зависимость определяется уравнением

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{dS}{dL}. \quad (55)$$

Длина дуги S в полярных координатах определяется по уравнению

$$S = \int_{\varphi_0}^{\infty} dS = \int_{\varphi_0}^{\infty} \sqrt{dr_x^2 + r_x^2 d\varphi^2}. \quad (56)$$

Согласно приведенным на фиг. 59 обозначениям переменный радиус винтовой линии r_x и радиус начальной образующей червяка R связаны зависимостью

$$r_x = K - R \cos \beta. \quad (57)$$

Между углами β и φ имеется зависимость

$$\beta = \frac{\varphi}{i'_\omega},$$

где i'_ω — угловое передаточное число при нарезании червяка.

Дифференцируя уравнение радиуса r_x , получим

$$dr_x = R \sin \frac{\varphi}{i'_\omega} \cdot \frac{d\varphi}{i'_\omega}.$$

Подставив значение радиуса r_x и его дифференциала в дифференциальное уравнение дуги S , будем иметь

$$dS = \sqrt{\left(\frac{R}{i'_\omega}\right)^2 \sin^2 \frac{\varphi}{i'_\omega} d\varphi^2 + \left(K - R \cos \frac{\varphi}{i'_\omega}\right)^2 d\varphi^2}$$

или

$$dS = \frac{R}{i'_\omega} \sqrt{\left(\frac{K}{R} - \cos \frac{\varphi}{i'_\omega}\right)^2 i'^2_\omega + \sin^2 \frac{\varphi}{i'_\omega}} \cdot d\varphi. \quad (58)$$

Дифференциальное уравнение дуги движения точки в горизонтальной плоскости по кривой постоянного радиуса R аналогично предыдущему будет

$$dL = R d\beta = \frac{R}{i'_\omega} d\varphi. \quad (59)$$

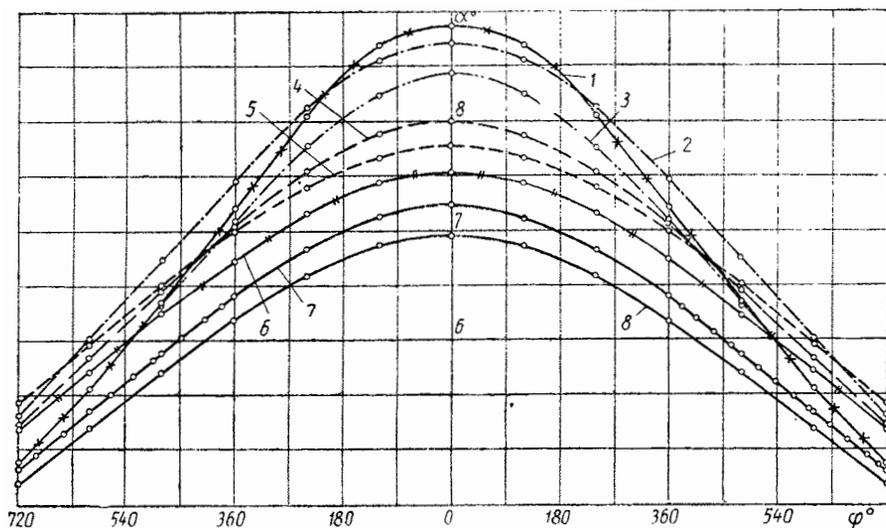
Таким образом, уравнение угла наклона винтовой линии червяка α принимает вид

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{dS}{dL} = \sqrt{\left(\frac{K}{R} - \cos \frac{\varphi}{i'_\omega}\right)^2 i'^2_\omega + \sin^2 \frac{\varphi}{i'_\omega}}. \quad (60)$$

На фиг. 60 изображены кривые изменения угла α наклона винтовой линии глобоидальных червяков в зависимости от угла их поворота φ и подсчитанные по приведенному уравнению различных

рулевых механизмов, имеющих различные конструктивные данные K , R и i'_ω . Эти кривые показывают, что для глобоидальных передач с различными конструктивными данными разность между максимальными и минимальными значениями угла наклона винтовой линии червяка получается различной. Они также показывают, что конструктивные данные передачи оказывают различное влияние на изменение угла наклона.

При некоторых данных кривые эквидистантны, при других данных они пересекают одна другую.



Фиг. 60. Кривые изменения угла наклона винтовой линии глобоидальных червяков при различных конструктивных данных:

- 1 — при $i'_\omega = 13$ и $\frac{K}{R} = 1,4914$; 2 — при $i'_\omega = 18$ и $\frac{K}{R} = 1,3628$; 3 — при $i'_\omega = 15$ и $\frac{K}{R} = 1,451$;
 4 — при $i'_\omega = 20$ и $\frac{K}{R} = 1,3555$; 5 — при $i'_\omega = 24$ и $\frac{K}{R} = 1,3051$; 6 — при $i'_\omega = 22$ и $\frac{K}{R} = 1,3452$;
 7 — при $i'_\omega = 19$ и $\frac{K}{R} = 1,415$; 8 — при $i'_\omega = 19$ и $\frac{K}{R} = 1,4312$.

Зацепляющиеся с витком червяка зубья сектора или ролики имеют постоянный угол наклона относительно оси вала сошки; поэтому равенство в углах наклона витка червяка и зубьев сектора или гребней ролика может быть только в одной точке по каждую сторону от середины червяка. Во всех остальных точках будет иметь место расхождение между углами наклона указанных деталей. Вследствие этого гребни ролика или зубья сектора при перемещении по витку червяка, поворачиваясь около оси при нарезании, будут перекашиваться относительно витка и могут защемляться по всей длине его образующей, где имеется расхождение между углами наклона.

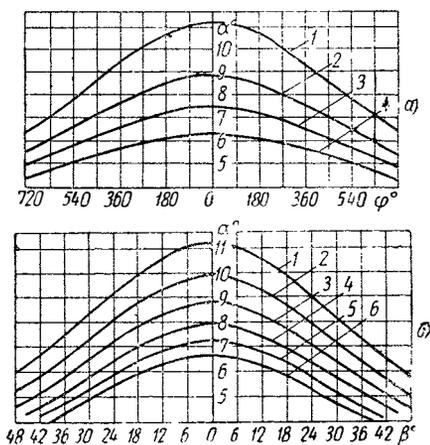
Это обстоятельство не допускает установки вала сошки по оси, проходящей через центр, около которого нарезается червяк, и с радиусом зацепления, равным начальному радиусу при нарезке.

ИЗМЕНЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ВИНТОВОЙ ЛИНИИ ЧЕРВЯКА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОНСТРУКТИВНЫХ ДАННЫХ

Изменение угла наклона винтовой линии червяка, как видно из изложенного, имеет весьма важное значение для зацепления передаточной пары. Оно имеет особенно большое значение, когда нужно получить обратимый рулевой механизм, при наличии зубчатого сектора. В этом случае, чтобы избежать самотормозящего действия, тангенс угла наклона винтовой линии червяка должен быть выше коэффициента трения скольжения, возникающего между зацепляющимися деталями передаточной пары.

С изменением величины передаточного числа i'_ω и отношения $\frac{K}{R}$ угол наклона винтовой линии червяка также изменяется.

Для исследования влияния параметра $\frac{K}{R}$ на изменение угла наклона винтовой линии червяка принимаем постоянным передаточное число $i'_\omega = 20$. Изменение угла наклона α при различных



Фиг. 61. Кривые изменения угла наклона винтовой линии глобоидального червяка при различных

$$\frac{K}{R} \text{ и } i'_\omega.$$

$\frac{K}{R} = 1,25; 1,32; 1,38$ и $1,45$ показано на фиг. 61, а (соответственно кривые 1—4). При наибольшем значении $\frac{K}{R}$ разность в углах наклона винтовой линии червяка получается минимальной.

Для исследования влияния i'_ω на изменение угла наклона винтовой линии червяка принимаем постоянным значение $\frac{K}{R} = 1,35$.

При этом изменение угла наклона для различных $i'_\omega = 14; 16; 18; 20; 22$ и 24 приведено на фиг. 61, б (соответственно кривые 1—6).

Отсюда видно, что минимальная разность в углах наклона винтовой линии червяка получается при наибольшем значении i'_ω .

В связи с тем что i'_ω переменен, сопоставление угла наклона α должно быть произведено для одной и той же длины червяка; поэтому изменение угла α выполнено для всех кривых в зависимости от угла $\beta = \frac{\varphi}{i'_\omega}$.

При разработке рулевого механизма для того или иного типа автомобиля передаточное число рулевого механизма обычно задается; поэтому для получения минимальной разницы в углах наклона между зацепляющимися деталями отношение $\frac{K}{R}$ выбирается наибольшим.

Расстояние K между осями при нарезке червяка делать особенно большим нецелесообразно, так как увеличение этого размера вызывает увеличение габаритных размеров рулевого механизма. Поэтому основным параметром, подлежащим изменению, является радиус начальной образующей червяка R .

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСИ ВАЛА СОШКИ ОТНОСИТЕЛЬНО ЧЕРВЯКА

Радиальное смещение. Выше было указано, что зацепление деталей передаточной пары должно быть беззазорным в средней части, т. е. при нейтральном положении колес, и может быть с зазорами по всей остальной длине линии зацепления.

Беззазорность зацепления лишь в средней части червяка, с одной стороны, и свободное зацепление без защемления ролика или зубьев сектора по всей длине червяка при имеющейся разнице в углах их наклона, с другой стороны, достигаются смещением оси вала сошки в радиальном направлении от оси O_1 нарезаемого червяка в положении O_2 , ближе к его оси вращения $O-O$ (фиг. 58).

Вместе с этим средняя часть витка червяка изнашивается больше, чем его участки, расположенные по обе стороны от середины. Это также вызывает необходимость радиального смещения оси вала сошки ближе к оси вращения червяка. При этом радиус зацепления получается меньшим, чем начальный радиус при нарезке R .

Осевое смещение. Кроме сближения осей вала сошки и червяка (радиальное смещение) возможно еще другое смещение оси вала сошки в направлении, параллельном оси червяка. При этом ось вала сошки уже не располагается в плоскости среднего сечения червяка.

Такое смещение назовем осевым смещением червяка относительно оси вала сошки.

Схема для установления влияния этого смещения изображена на фиг. 62. Дуга, описанная из центра O радиусом R , представляет собой начальную образующую червяка. Центр O_1 , смещенный от центра O , представляет собой ось вала сошки, и дуга, описанная из этого центра радиусом R_1 , есть начальная дуга движения ролика или зубьев сектора. Точка N — точка соприкосновения дуг, где получается беззазорное зацепление деталей. Для правильной работы рулевого управления беззазорное зацепление деталей в рулевом механизме должно быть в точке, соответствующей нейтральному, т. е. прямому, положению управляемых колес. Этой точкой является середина червяка, расположенная в сечении с наименьшим радиусом.

Таким образом, в этой плоскости среднего сечения и должна располагаться ось вала сошки. Если по тем или иным причинам последняя не располагается в указанной плоскости, то смещается и точка беззазорного зацепления червяка с роликом или зубьями сектора. Если величина осевого смещения червяка равна k , то угол смещения точки беззазорного зацепления будет

$$\sin \delta = \frac{k}{OO_1} = \frac{k}{R - R_1}.$$

Так как разность радиусов R и R_1 — величина малая, то даже незначительное осевое смещение червяка k вызывает большой угол смещения δ .

Осевое смещение червяка может быть в результате следующих производственных погрешностей.

1. Расстояние от середины червяка до вершины конуса верхней (неподвижной) опоры червяка A (фиг. 62) при выдержанном угле конуса опоры γ отличается от необходимого.

2. Не выдержан угол конуса γ верхней опоры червяка при выдержанном расстоянии A .

3. Расстояние B от вершины конуса роликового подшипника верхней опоры червяка до торца кольца подшипника отличается от необходимого.

Фиг. 62. Схема рулевого механизма с осевым смещением глобоидального червяка.

4. Расстояние C от торца гнезда для кольца верхнего роликового подшипника червяка, выполненного в картере руля, до оси вала сошки не равно необходимому.

5. Диаметры роликов верхнего подшипника отличаются от необходимых.

Правильное расположение оси вала сошки относительно среднего сечения червяка может быть при условии, что

$$A - B = C.$$

Если по тем или иным причинам имеет место осевое смещение червяка, при котором $A - B$ не равно C , зацепление передаточной пары рулевого механизма получается неправильным. При этом точка беззазорного соприкосновения ролика с червяком смещается от середины последнего в сторону, противоположную осевому смещению.

При значительном осевом смещении червяка получается зацепление деталей в той точке линии зацепления, где происходит соприкосновение дуги начальной образующей и дуги движения ролика. Кроме неправильной работы рулевого управления получается неправильным и зацепление между деталями.

При большом смещении виток одной половины червяка работает верхней частью одной стороны профиля, а в другой половине — нижней частью другой стороны профиля.

Предварительное осевое смещение червяка. При износе рабочих поверхностей зацепление передаточной пары ухудшается.

Основное значение в этом отношении имеет износ витка червяка и износ подшипников. В практике известны некоторые способы повышения срока службы передаточной пары с правильным зацеплением при износе. Одним из таких способов является предварительное осевое смещение червяка.

При износе подшипников червяка их кольца при регулировке сближаются. В тех конструкциях, где один из подшипников выполнен неподвижным, т. е. нерегулируемым, и его кольцо расположено в гнезде картера руля, перемещение при регулировке зазоров в опорах червяка получает кольцо второго подшипника.

При перемещении подвижного кольца получает перемещение также и червяк вдоль своей оси. При этом смещается и точка беззазорного соприкосновения его с роликом или зубьями сектора, что нарушает правильность зацепления передаточной пары.

Для удлинения срока службы рулевого механизма с более или менее правильным зацеплением червяку таких конструкций дается предварительное осевое смещение в сторону регулируемого подшипника.

При этом работа рулевого механизма сначала получается при не вполне правильном зацеплении, а по мере износа неподвижного подшипника червяк смещается вдоль своей оси, и плоскость среднего его сечения приближается к оси вала сошки. Зацепление передаточной пары при этом улучшается и получается правильным, когда плоскость среднего сечения червяка совпадает с осью вала сошки.

При дальнейшем износе нерегулируемого подшипника плоскость среднего сечения червяка переходит за ось вала сошки по другую сторону, и зацепление передаточной пары ухудшается.

Таким образом, ось вала сошки относительно червяка получает смещение в двух направлениях: к оси червяка и параллельно его оси в обе стороны от плоскости среднего сечения.

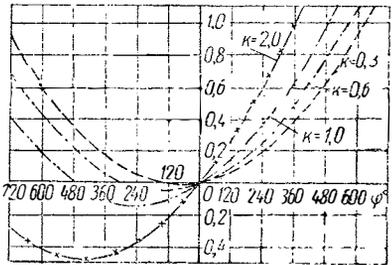
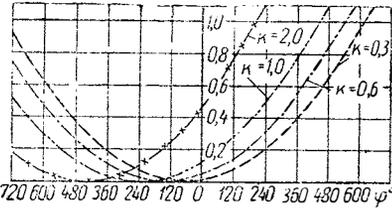
При повороте червяка точки профиля его витка перемещаются по дуге круга, центром которого является ось при нарезании. В то же время точки профиля ролика, зацепляющегося с витком червяка, перемещаются по дуге другого круга, центром которого является ось вала сошки.

Вследствие этого один профиль относительно другого получает угловое перемещение в плоскости, проходящей через ось червяка.

Это вызывает необходимость выполнять один из профилей криволинейным с тем, чтобы при повороте червяка происходило перекачивание профиля ролика по профилю витка по всей рабочей высоте последнего.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСЕВОГО СМЕЩЕНИЯ ЧЕРВЯКА НА ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Осевое смещение червяка оказывает положительное влияние при небольшой его величине и отрицательное влияние при большой величине, получающейся по тем или иным причинам.



Фиг. 63. Кривые изменения приращения радиуса беззазорного зацепления при осевом смещении глобоидального червяка.

Поэтому исследование этого вопроса представляет большой практический интерес.

Исследование вопроса о влиянии осевого смещения червяка производим также по оценочному критерию — приращению радиуса беззазорного зацепления.

В этом случае кроме радиального смещения оси вала сошки к оси червяка на величину n имеется смещение оси вала сошки в направлении, параллельном оси червяка на величину k .

Уравнение приращения радиуса беззазорного зацепления для этого случая будет иметь вид

$$\Delta R = \sqrt{R^2 + n^2 + k^2} - 2R\sqrt{n^2 + k^2} \cos \beta - R_1 + \sqrt{n^2 + k^2}. \quad (61)$$

По этому уравнению для глобоидального червяка с различными значениями осевого смещения k , равными 0,3; 0,6; 1,0 и 2,0 мм. определено приращение радиуса беззазорного зацепления (фиг. 63, сверху).

Как видно, в этом случае даже незначительное осевое смещение червяка оказывает значительное влияние на расположение минимального радиуса беззазорного зацепления, получающегося при $\Delta R = 0$ в зависимости от угла поворота червяка φ .

Если осуществить зацепление беззазорным в середине червяка, т. е. при $\varphi = 0$ сделать $\Delta R = 0$, то слева от этого сечения приращение радиуса беззазорного зацепления, а следовательно, и зазоры в передаче будут иметь отрицательные значения. Кривые приращения радиуса беззазорного зацепления при беззазорном зацеплении передаточной пары в середине червяка приведены на фиг. 63 (внизу).

При повороте червяка налево будет происходить защемление передаточной пары, а при большом осевом смещении червяка поворот рулевого колеса на необходимый угол влево будет невозможен.

Кривые, приведенные на фиг. 63, показывают, как велико влияние осевого смещения червяка на зацепление передаточной пары.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИВИЗНЫ ПРОФИЛЯ ВИТКА ЧЕРВЯКА

Кривизна профиля витка червяка должна быть такой, чтобы было обеспечено правильное его соприкосновение с роликом при смещении оси вала сошки как к оси червяка, так и в обе стороны от плоскости среднего его сечения.

Соприкосновение ролика с витком червяка теоретически получается точечным. Так как их профили перемещаются относительно двух центров, то при перекаtywании одного по другому между ними будет происходить некоторое скольжение, а следовательно, и износ. Для уменьшения трения и износа кривизна соприкасающихся поверхностей должна быть минимальной, и скольжение между ними должно происходить по всей рабочей высоте обоих соприкасающихся профилей.

Кривизна и величина рабочей высоты профиля витка, находящегося в соприкосновении с другим профилем, или угол перекаtywания одного профиля по другому зависят от радиуса кривизны r_1 .

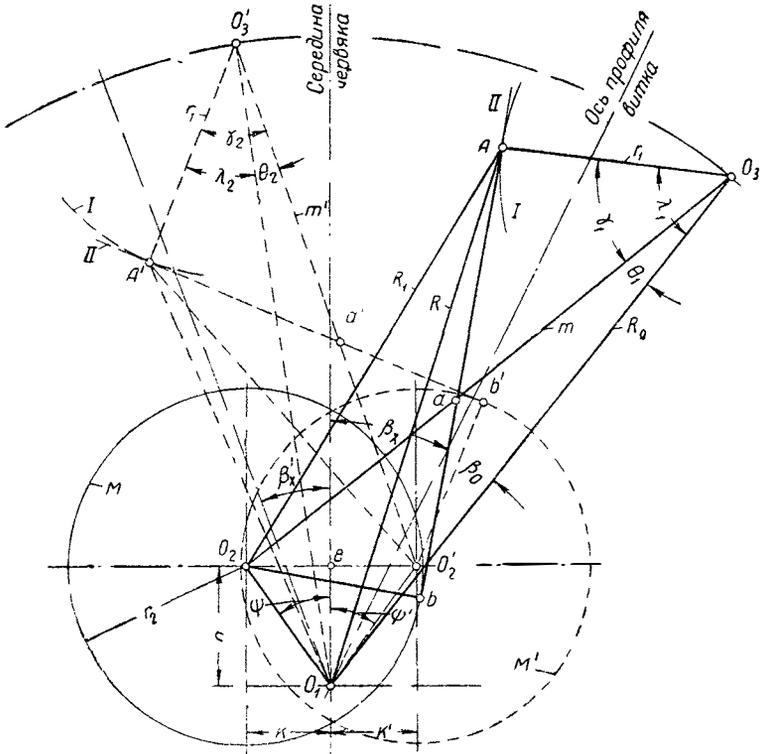
На фиг. 64 показана схема зацепления витка глобоидального червяка с роликом в двух крайних положениях, причем зацепление профилей *I* и *II* слева (пунктирными линиями) соответствует крайнему положению ролика при перемещении его от среднего положения в крайнее левое, что и имеет место при движении автомобиля на крутом повороте. Зацепление профилей *I* и *II* справа (сплошными линиями) соответствует крайнему положению ролика при перемещении его из крайнего правого положения в среднее. Такое его перемещение имеет место при повороте колес из повернутого состояния в прямое при малых скоростях движения или при повороте их на месте из указанного положения.

Поэтому соприкосновение профиля ролика *II* происходит с левой стороной профиля витка *I*. Такое же соприкосновение ролика с правой стороной профиля будет при аналогичных условиях работы, но другого направления.

Профиль *I* выполнен по дуге круга радиуса r_1 , причем центр кривизны O_3 перемещается по дуге круга радиуса R_0 относительно центра O_1 , т. е. относительно оси нарезаемого червяка. Прямая *Ab* представляет собой образующую профиля ролика. Чтобы обеспечить правильное зацепление до износа неподвижного подшипника червяка и после его износа, ось вала сошки кроме радиального смещения к оси червяка на величину h имеет еще двухстороннее смещение от середины параллельно его оси на величину k . Поэтому O' , a' , b' и т. д. обозначают зацепление после износа неподвижного подшипника, принимая его расположенным на фигуре слева.

Опустив из центра O_2 или O_2' перпендикуляр O_2b на образующую профиля ролика Ab , найдем, что вершина образуемого прямого угла b перемещается по дуге круга M радиуса r_2 около центра O_2 или O_2' .

При повороте червяка точка касания его с роликом A перемещается по высоте профиля витка, а следовательно, будет изменяться и угол λ , составляемый радиусами r_1 и R_0 .



Фиг. 64. Схема для определения кривизны профиля витка червяка:

O_1 — ось при нарезании червяка; O_2 и O_2' — ось вала сошки, в головке которого установлен ролик; O_3 — центр кривизны профиля I витка червяка.

Разность углов λ для левого и правого положений ролика будет представлять собой угол обкатки профиля витка χ или угол перекатывания одного профиля по другому.

Согласно приведенным на фиг. 64 обозначениям, угол обкатки χ определяется из уравнения

$$\chi = \lambda_1 - \lambda_2 = \gamma_1 + \theta_1 - \gamma_2 + \theta_2. \quad (62)$$

Из треугольников

$$O_3'A'a'; \quad O_2'b'a'; \quad O_2bA \quad \text{и} \quad O_3aA$$

имеем

$$\begin{aligned} r_1 &= aO_3 \cos \gamma_1; \\ r_2 &= aO_2 \cos \gamma_1; \\ r_1 &= a'O_3' \cos \gamma_2; \\ r_2 &= aO_2' \cos \gamma_2, \end{aligned}$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} \cos \gamma_1 &= \frac{r_1 + r_2}{m}; \\ \cos \gamma_2 &= \frac{r_1 + r_2}{m'}. \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

Здесь

$$m = aO_3 + aO_2 = \sqrt{R^2 + k^2 + n^2 - 2R\sqrt{k^2 + n^2} \cos(\beta_0 + \psi_1 + \beta_x)} \quad (64)$$

и

$$m' = \sqrt{R^2 + n^2 + (k')^2 - 2R\sqrt{n^2 + (k')^2} \cos(\beta'_x - \beta_0 + \psi_2)}. \quad (64a)$$

Углы θ_1 и θ_2 определяются из соотношений

$$(O_1O_2)^2 = m^2 + R^2 - 2mR \cos \theta_1 = n^2 + k^2$$

и

$$(O_1O_2')^2 = R^2 + (m')^2 - 2m'R \cos \theta_2 = n^2 + (k')^2,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} \cos \theta_1 &= \frac{R^2 + m^2 - n^2 - k^2}{2Rm} \\ \cos \theta_2 &= \frac{R^2 + (m')^2 - n^2 - (k')^2}{2Rm'}. \end{aligned} \right\} \quad (65)$$

Углы ψ_1 и ψ_2 определяются из треугольников eO_1O_2 и eO_1O_2' :

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{k}{n}$$

и

$$\operatorname{tg} \psi_2 = \frac{k'}{n}. \quad (66)$$

Углы β_x и β'_x определяются по углу поворота червяка φ и передаточному числу i'_ω при его нарезке:

$$\beta_x = \frac{\varphi}{i_x} \quad \text{и} \quad \beta'_x = \frac{\varphi'}{i'_\omega}.$$

В связи с перемещением точки соприкосновения A по высоте профиля витка радиус зацепления R_1 будет изменяться в зависимости от угла поворота червяка φ , вследствие чего будет изменяться и действительное передаточное число.

Радиус зацепления R_1 находится из треугольников O_2AO_3 и $O_2A'O_3'$ (фиг. 64) по формуле

$$R_1 = \sqrt{r_1^2 + m^2 - 2r_1m \cos \gamma}. \quad (67)$$

Изменение угла γ в зависимости от угла φ определяется по приведенным выше уравнениям.

Радиус начальной образующей. Точки соприкосновения профилей ролика и витка червяка образуют новую начальную кривую, которая отличается от ранее принятой дуги окружности.

Радиус действительной начальной образующей R (фиг. 64) определяется из треугольников O_1AO_3 или $O_1A'O_3'$ по формуле

$$R = \sqrt{R_0^2 + r_1^2 - 2R_0r_1 \cos \lambda}, \quad (68)$$

где

$$\lambda = \gamma \pm \theta.$$

С изменением начального радиуса образующей угол наклона винтовой линии червяка, образуемой точками соприкосновения зацепляющихся профилей, также будет отличаться от угла наклона винтовой линии α_0 , образуемой дугой окружности.

Радиус беззазорного зацепления. Две схемы, иллюстрирующие разницу между радиусом зацепления (соприкосновения) R_1 и радиусом беззазорного зацепления R_2 и приращение последнего ΔR , приведены на фиг. 54.

Там же и на фиг. 55 изображена схема для определения радиуса беззазорного зацепления и его приращения, которые определяются соответственно по уравнениям:

$$R_2 = \sqrt{R^2 + n^2 - 2nR \cos \beta}; \quad (69)$$

$$\Delta R = R_2 - R_1 = \sqrt{R^2 + n^2 - 2nR \cos \beta} - R_1, \quad (70)$$

где

$$\beta = \frac{\varphi}{i_\omega} \quad \text{и} \quad R_1 = R - n.$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЕ УГЛОВОЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

В связи с изменением радиуса зацепления R_1 действительное угловое передаточное число i_ω будет отличаться от передаточного числа при нарезке червяка, равного i_ω' и постоянного по углу его поворота.

Для определения действительного передаточного числа на фиг. 65 приведена схема зацепления глобоидальной передачи. При повороте червяка на угол φ начальный радиус R переместится от первоначального его положения на угол β . При этом радиус зацепления R_1 будет составлять с первоначальным положением угол β' .

Из треугольников ABO_2 и ABO_1 получим

$$R_1 \sin \beta' = R_2 \sin \beta \quad (71)$$

или

$$\sin \beta' = \frac{R_2}{R_1} \sin \beta = \frac{R_2}{R_1} \sin \frac{\varphi}{i'_w};$$

последнее уравнение может быть представлено в виде

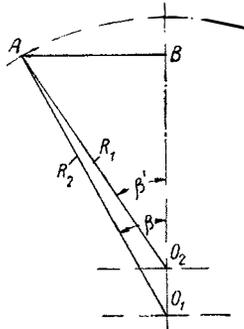
$$\beta' = \arcsin \left(\frac{R_2}{R_1} \sin \frac{\varphi}{i'_w} \right). \quad (72)$$

Дифференцируя β' по φ , получим

$$\frac{d\beta'}{d\varphi} = \frac{\frac{R_2}{R_1} \cos \frac{\varphi}{i'_w}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \sin^2 \frac{\varphi}{i'_w} \right] i_w'^2}},$$

откуда

$$\frac{d\varphi}{d\beta'} = i_w = \frac{\sqrt{\left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 - \sin^2 \frac{\varphi}{i_w'}}}{\cos \frac{\varphi}{i_w'}} \cdot i_w'. \quad (73)$$



Фиг. 65. Схема для определения действительного передаточного числа:

R_1 — радиус зацепления;
 R_2 — начальный радиус червяка.

Радиус зацепления R_1 от середины червяка в обе стороны по углу его поворота немного изменяется, следовательно, и действительное передаточное число будет также немного изменяться. Небольшое его изменение, которое определяется конструктивными соображениями, вследствие особенностей глобоидального червяка какого-либо значения в эксплуатации не имеет. Поэтому основным параметром является абсолютная величина передаточного числа, соответствующая середине зацепления передаточной пары.

Для этого случая передаточное число рулевого механизма определяется по формуле

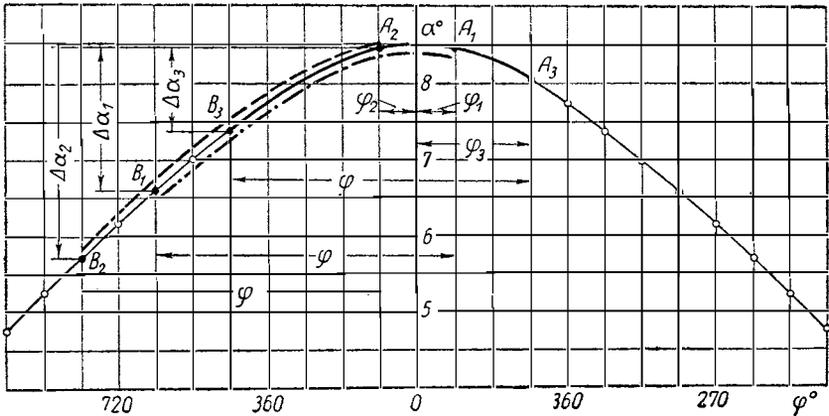
$$i_w = \frac{R_1}{R_2} \cdot i_w'.$$

УГОЛ НАКЛОНА ВИТКА ЧЕРВЯКА ИЛИ ЗУБЬЕВ СЕКТОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Угол наклона витка червяка изменяется по его длине, а зубья сектора или ролик устанавливаются относительно оси вала сошки под некоторым постоянным углом. Это вызывает перекося ролика или зубьев сектора относительно витка червяка, который вызывает их износ, причем плоскость, в которой происходит перекося, проходит через точку касания деталей передаточной пары.

На фиг. 66 приведены кривые изменения угла наклона винтовой линии глобоидального червяка в зависимости от угла его поворота. При повороте червяка на угол φ зацепление его с одногребневым роликом начинается в точке A_1 , отстоящей от середины червяка на угол плюс φ_1 и кончается в точке B_1 , отстоящей от того же сечения на угол $\varphi - \varphi_1$. Разность в углах наклона витка червяка на рассматриваемом участке получается равной $\Delta\alpha_1$.

Если зубья сектора или ролик располагаются относительно оси вала сошки в лучшем случае под углом, равным некоторому сред-



Фиг. 66. Изменение угла наклона винтовой линии червяка.

нему значению углов наклона винтовой линии червяка на рассматриваемом участке, то разность в углах наклона между ними будет равна $\frac{\Delta\alpha_1}{2}$.

При внутреннем зацеплении витка червяка с двухгребневым роликом при повороте его на тот же угол φ начало и конец зацепления будут соответственно в точках A_2 и B_2 . В этом случае начало и конец зацепления отстоят от середины червяка соответственно на углы $-\varphi_2$ и $\varphi + \varphi_2$. Угловая разность между витком червяка и роликом или зубьями сектора при этом виде зацепления составляет $\frac{\Delta\alpha_2}{2}$.

При соприкосновении витка червяка с двухгребневым роликом наружного зацепления при повороте червяка на тот же угол φ начало и конец зацепления будут соответственно в точках A_3 и B_3 . Начало и конец зацепления этого вида отстоят от середины червяка на углы $+\varphi_3$ и $\varphi - \varphi_3$. Угловая разность между витком червяка и роликом или сектором при этом виде зацепления равна $\frac{\Delta\alpha_3}{2}$.

Из фиг. 66 видно, что минимальная разность между углами наклона винтовой линии червяка, а следовательно, и минимальная угловая разность в средней части, подверженной наибольшему износу, получается при соприкосновении его с роликом или

зубьями сектора по третьей схеме (с наружным зацеплением), а максимальная — по второй (с внутренним зацеплением). При этом

$$\Delta\alpha_3 < \Delta\alpha_1 < \Delta\alpha_2. \quad (74)$$

Из приведенной схемы видно, что минимальная угловая разность между витком червяка и роликом, а следовательно, и минимальный износ их поверхностей получается при зацеплении, выполненном по третьей схеме, и максимальный — по второй. Таким образом, как с точки зрения длины червяка, так и с точки зрения износа его витка и ролика зацепление, выполненное по третьей схеме (с наружным соприкосновением), имеет все преимущества перед первыми двумя видами.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСЦЕНТРИЧНОСТИ ЧЕРВЯКА НА ЗАЦЕПЛЕНИЕ

В отдельных конструкциях рулевых механизмов применяется глобоидальный червяк, ось вращения которого на опорах смещена относительно оси его витка (эксцентricность червяка), причем ось витка червяка смещается от оси вращения на опорах так, чтобы точка соприкосновения его начальной образующей с роликом или зубьями сектора в среднем сечении была ближе к оси вала сошки, чем диаметрально противоположная ей точка того же сечения при повороте его на 180° . При зацеплении с одногребневым роликом или трехзубым сектором этой точкой является середина канавки червяка, проходящая через среднее сечение, а при двухгребневом ролике это будет середина профиля его витка.

Величину q смещения одной оси относительно другой будем называть эксцентриситетом.

На фиг. 67 приведена схема для определения влияния эксцентриситета червяка на приращение радиуса беззазорного зацепления. При повороте червяка около оси O на угол φ его образующая отдалается от оси O вала сошки на величину

$$s = q - n = q(1 - \cos \varphi), \quad (75)$$

вследствие чего радиус беззазорного зацепления будет также изменяться.

Из треугольников OFC и OEB имеем:

$$R_x = \frac{OE}{\cos \beta_x}; \quad (76)$$

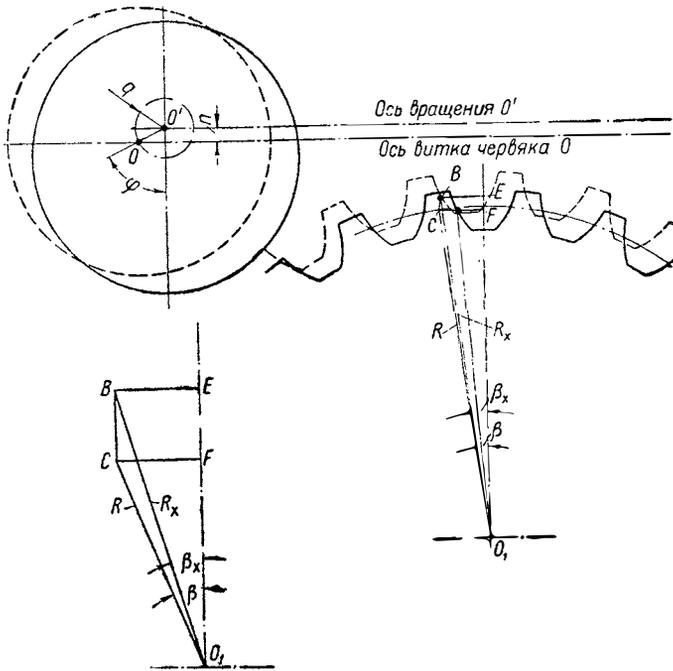
$$OE = OF + EF;$$

$$OF = R \cos \beta;$$

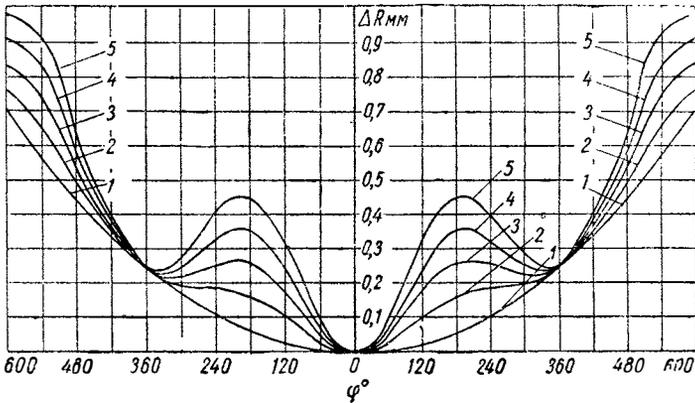
$$EF = q - n = q(1 - \cos \varphi).$$

Выражая $\cos \beta_x$ через $\operatorname{tg} \beta_x$, получим

$$\cos \beta_x = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta_x}}.$$



Фиг. 67. Схема глобоидального червяка с эксцентриситетом.



Фиг. 68. Изменение приращения радиуса беззазорного зацепления при эксцентричном глобоидальном червяке:

1 — теоретическая кривая приращения радиуса беззазорного зацепления концентричного червяка; 2, 3, 4 и 5 — кривые приращения радиуса беззазорного зацепления для эксцентричного червяка с теми же конструктивными данными при различных эксцентриситетах $q = 0, 0,05; 0,10; 0,15; 0,20$ мм.

Значение $\operatorname{tg} \beta_x$ находим из треугольника OEB , т. е.:

$$\operatorname{tg} \beta_x = \frac{BE}{OE};$$

$$BE = CF = R \sin \beta;$$

$$OE = OF + EF = R \cos \beta + q(1 - \cos \varphi).$$

Получаемое при совместном решении значение $\operatorname{tg} \beta_x$ подставляем в уравнение $\cos \beta_x$. Тогда получим

$$\cos \beta_x = \frac{R \cos \beta + q(1 - \cos \varphi)}{\sqrt{\left[R \cos \beta + \frac{q}{R}(1 - \cos \varphi) \right]^2 + R^2 \sin^2 \beta}}. \quad (77)$$

Подставив значения OE и $\cos \beta_x$ в уравнение (76), получим

$$R_x = R \sqrt{\left[\cos \beta + \frac{q}{R}(1 - \cos \varphi) \right]^2 + \sin^2 \beta}. \quad (78)$$

Значение приращения радиуса беззазорного зацепления определяем по формуле

$$\Delta R = R_x - R = R \left\{ \sqrt{\left[\cos \beta + \frac{q}{R}(1 - \cos \varphi) \right]^2 + \sin^2 \beta} - 1 \right\}. \quad (79)$$

На фиг. 68 приведена теоретическая кривая I приращения радиуса беззазорного зацепления, данные для которой получены по приведенному выше уравнению для концентричного червяка.

Данные для построения кривых на фиг. 68 получены по последнему уравнению. Из рассмотрения этих кривых видно, что при эксцентричном червяке можно получить минимальное значение радиуса беззазорного зацепления на весьма малом среднем участке червяка и с резким его увеличением в обе стороны от этого среднего участка, причем чем больше эксцентриситет, тем короче участок с минимальным радиусом.

МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Испытания рулевых механизмов в условиях производства проводятся в основном в рамках заводских требований и не затрагивают вопросов исследовательского характера. При этом отдельные стенды для испытания рулевых механизмов представляют собой подчас обыкновенные металлообрабатывающие станки, приспособленные для проведения испытаний.

Что касается стендов, предназначенных для проведения исследовательских работ, то каких-либо сведений или указаний о разработке, устройстве или принципах их действия не имеется.

Поэтому разрешение вопросов экспериментального исследования, установление методики испытаний рулевых механизмов и разработки экспериментально-исследовательского оборудования нам приходится производить совершенно заново.

Оценку рулевого механизма предлагается производить по следующим признакам:

- 1) по угловому передаточному числу, характеризующему рулевой механизм как передаточный механизм;
- 2) по обратимости, трению и к. п. д., характеризующим эксплуатационные качества;
- 3) по зазорам в передаче и по приращению радиуса беззазорного зацепления, характеризующим конструктивные особенности передачи;
- 4) по износостойкости деталей передаточной пары;
- 5) по отдаче обратных ударов на рулевое колесо.

ОЦЕНКА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ПО УГЛОВОМУ ПЕРЕДАТОЧНОМУ ЧИСЛУ

Определение углового передаточного числа и анализ различных способов его замера

Угловое передаточное число является основным параметром, характеризующим рулевой механизм как передаточный механизм, а его изменение по углу поворота рулевого вала характеризует принцип, положенный в основу передачи.

Величина углового передаточного числа обычно определяется по частному от деления угла поворота рулевого вала на угол поворота вала сошки.

Такой способ может применяться только для конструкций с постоянным передаточным числом. Для конструкций с переменным передаточным числом этот способ не дает ни действительной его величины, ни характера изменения по углу поворота рулевого колеса. В соответствии с данным выше определением передаточное число осуществленного рулевого механизма может быть определено по углу наклона касательной к кривой линии, устанавливающей зависимость между углами поворота валов

$$i_{\omega} = \operatorname{ctg} \alpha = \frac{d\varphi}{d\beta}$$

или по частному от деления приращения угла поворота рулевого вала на приращение угла поворота вала сошки

$$i_{\omega} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta} = \frac{\varphi_B - \varphi_A}{\beta_B - \beta_A}. \quad (80)$$

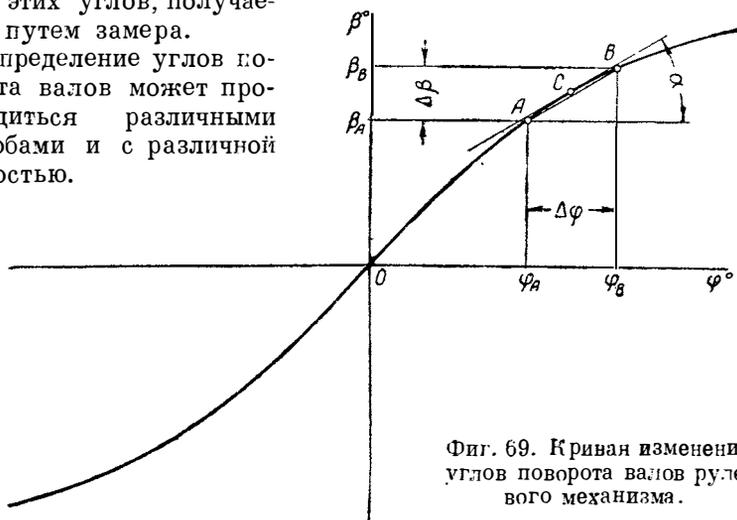
На фиг. 69 изображена кривая изменения угла поворота рулевого вала φ в зависимости от угла поворота вала сошки β . Двум близлежащим на этой кривой точкам A и B соответствуют значения углов φ_A , φ_B , β_A и β_B . Принимая участок кривой AB за прямую, угловое передаточное число определяется по приведенному выше уравнению.

Получаемое по нему передаточное число не соответствует ни одной из взятых на кривой точек A и B . Это значение соответствует

той точке кривой, касательная в которой будет параллельна секущей AB . С достаточной точностью можно принять, что точка C , которой соответствует получаемое значение i_{ω} , располагается в середине между точками A и B .

Таким образом, для определения кривой изменения передаточного числа нужно иметь диаграмму изменения углов поворота валов. Такая диаграмма вычерчивается в большом масштабе по данным этих углов, получаемым путем замера.

Определение углов поворота валов может производиться различными способами и с различной точностью.



Фиг. 69. Кривая изменения углов поворота валов рулевого механизма.

По одному из способов углы поворота валов определяются непосредственным замером при помощи двух градуированных шкал, укрепленных на рулевом колесе и на валу сошки и поворачивающихся вместе с ними, и неподвижных стрелочных указателей. Такой способ замера углов поворота валов с двумя градуированными шкалами 1 и 4 и стрелочными указателями приведен на фиг. 95.

Схема одного из приспособлений, применяемых для замера углов, изображена на фиг. 70. Рулевой механизм прикрепляется к угольнику 3.

Углы поворота рулевого вала замеряются по шкале 2, укрепленной на рулевом колесе и поворачивающейся вместе с ним. Неподвижным ориентиром для замера этих углов является стрелка 1, укрепленная на рулевой колонке.

Углы поворота вала сошки в сравнении с углами поворота рулевого вала имеют малую величину и измеряются более точно при помощи оптического угломера. Одна из линеек угломера касается гладкой плоскости угольника, а другая — двух точек рулевой сошки. Такой способ замера показан на фиг. 70, I.

Для получения более точного замера углов поворота вала сошки к последней прикрепляется призма 4 с двумя равными и параллельными сторонами, к которым и прижимается вторая линейка угломера. Первая линейка угломера, как и в первом случае, ло-

жится на гладкую плоскость 3 угольника. Такой способ показан на фиг. 70, II.

Чтобы устранить влияние неточностей призмы и гладкой стороны угольника на получаемые результаты измерений, оптический угломер может быть прикреплен к валу сошки. В этом случае одна линейка угломера зажимается гайкой между шайбами, установленными на валу сошки, а другая линейка при каждом повороте рулевого вала вывертывается до горизонтального положения при помощи уровня.

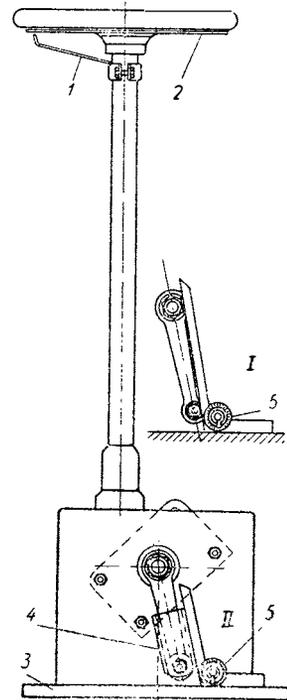
В некоторых случаях заводской практики отсчет обоих углов производится при помощи оптических приборов.

Во всех случаях измерений изменение угла поворота вала сошки β в зависимости от угла поворота рулевого вала φ по полученным данным строится в виде диаграммы.

Неточности, получающиеся при измерении углов, исправляются на диаграмме при ее построении.

Такая диаграмма может быть записана и непосредственно при помощи самопишущего механизма.

Схема такого приспособления, выполненного автором, изображена на фиг. 71. Рулевой механизм 4 укрепляется к кронштейну 2. Рулевой вал при помощи карданной передачи соединяется с ведущим валиком 8 пишущего механизма. Длинная лента бумаги огibt ведущий валик и прижимается к нему с двух сторон нажимными



Фиг. 70. Схема измерений углов поворота валов.

валиками 9 и 11. Вдоль ведущего валика по направляющей 12 перемещается карандаш 6, который в одну сторону увлекается тросом 13, надетым на шкивок 3, а в другую сторону — другим тросом, натянутым при помощи небольшого груза P . При повороте рулевого вала величина перемещения бумаги пропорциональна углу его поворота и диаметру ведущего валика 8, а перемещение карандаша 6 вдоль оси валика по направляющей пропорционально углу поворота шкива 3, укрепленного на валу сошки.

Записываемая диаграмма при повороте рулевого вала в обе стороны от середины зацепления дает зависимость между углами поворота рулевого вала и вала сошки. Ось абсцисс диаграммы, проходящая через середину зацепления, записывается карандашом 7.

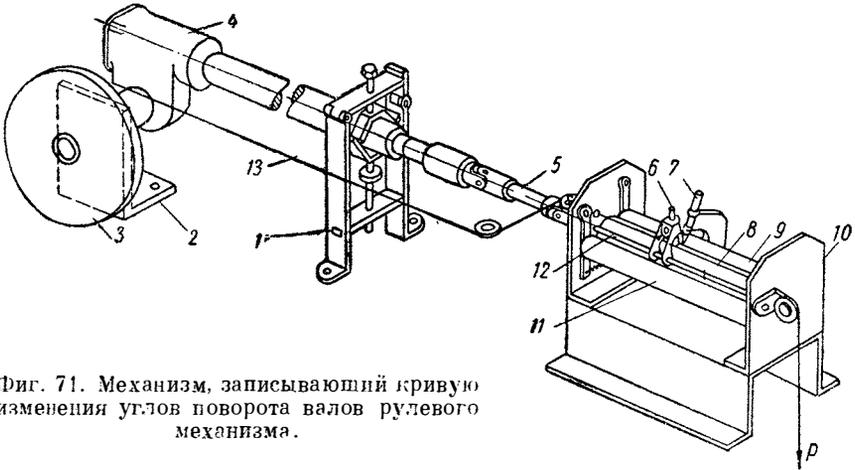
Точность испытания характеризуется отклонением измеряемой величины передаточного числа от действительной.

Очевидно, для того, чтобы получить результаты с наибольшей точностью, ошибки при измерениях углов поворота вала сошки

и рулевого вала должны допускаться различными. Если A и B являются относительными ошибками при измерениях углов поворота соответственно рулевого вала и вала сошки, то измеряемые углы их поворота $\Delta\varphi_u$ и $\Delta\beta_u$ и действительные $\Delta\varphi$ и $\Delta\beta$ будут иметь соответственно следующие зависимости:

$$\Delta\varphi_u = \Delta\varphi + A\Delta\varphi = \Delta\varphi(1 + A);$$

$$\Delta\beta_u = \Delta\beta + B\Delta\beta = \Delta\beta(1 + B).$$



Фиг. 71. Механизм, записывающий кривую изменения углов поворота валов рулевого механизма.

Исходя из этого, измеренное передаточное число $(i_\omega)_u$ будет определяться из уравнения

$$(i_\omega)_u = \frac{\Delta\varphi(1 + A)}{\Delta\beta(1 + B)} = i_\omega \frac{1 + A}{1 + B}.$$

Точность C получаемого экспериментальным путем значения передаточного числа, равная разности между измеренным $(i_\omega)_u$ и действительным i_ω его величинами, определяется из уравнения

$$C = (i_\omega)_u - i_\omega = i_\omega \frac{1 + A}{1 + B} - i_\omega = i_\omega \frac{A - B}{1 + B},$$

откуда

$$B = \frac{A - \frac{C}{i_\omega}}{\frac{C}{i_\omega} + 1}.$$

Из рассмотрения последнего уравнения находим, что точность измерения угла поворота вала сошки должна быть значительно выше, чем угла поворота рулевого вала.

Результаты измерений углов при помощи градуированных шкал и стрелочных указателей получаются совершенно неудовлетворительные.

При измерении углов поворота вала сошки при помощи оптического угломера не обеспечиваются одни и те же точки касания линейки угломера с рулевой сошкой, вследствие чего точность замера этих углов получается также неудовлетворительной.

Применение призмы, прикрепляемой к валу сошки, также не обеспечивает абсолютно точного положения линеек угломера, вследствие чего точность результатов измерений получается недостаточно высокой. В этом случае даже незначительное отклонение от первоначального направления одной из линеек угломера вызывает искажение получаемых результатов.

Следует упомянуть способ непосредственной записи диаграммы угловой зависимости при помощи специального записывающего приспособления (фиг. 71).

Основным недостатком этого способа является необходимость применения длинных валиков в записывающем механизме, по которым перемещается широкая лента бумаги.

Широкая полоса бумаги необходима для получения большого масштаба углов поворота вала сошки. Так как запись диаграммы производится в прямом и обратном направлениях, то вследствие даже самых незначительных неточностей как в диаметрах валиков, так и в толщине и ровности бумаги записанная диаграмма может получаться несколько искаженной и не вполне соответствующей действительности. Кроме того, отсутствие сетки, координирующей записанную диаграмму, чрезвычайно затрудняет отсчет углов поворота валов. Поэтому и этот способ является неудовлетворительным.

Рекомендуемый способ определения углового передаточного числа

Кроме неточностей, получающихся при измерении углов поворота валов, возникают затруднения при определении их из диаграммы. Из построенной диаграммы нельзя получить точных значений углов β или их приращения $\Delta\beta$, по которым производится определение передаточного числа. Поэтому способ определения его изменения при помощи диаграммы угловой зависимости нельзя считать вполне удовлетворительным. Автором предложен способ определения величины передаточного числа непосредственным замером углов.

Этот способ заключается в том, что рулевой вал поворачивается достаточно точно на равные углы.

При этом могут быть два варианта поворота на равные углы: либо рулевого вала на угол $\Delta\varphi$, либо вала сошки на угол $\Delta\beta$. Из-за большого трения при вращении рулевого механизма со стороны сошки и большого обратного передаточного числа осуществить поворот вала сошки на малый угол $\Delta\beta$ заранее заданной величины с большой точностью его отсчета чрезвычайно трудно. Если рулевой механизм необратимый или выгннен на предельной обратимости, то такой поворот осуществить вообще невозможно.

Если поворот производить за рулевым валом и посредством его добиваться поворота вала сошки на заранее заданный угол $\Delta\beta$ с той

же точностью его отсчета, то такой процесс получается чрезвычайно сложным и трудоемким.

В случае поворота вала сошки на один и тот же заранее заданный угол $\Delta\beta$ нужно производить достаточно точно отсчет обоих углов: и вала сошки $\Delta\beta$, и рулевого вала $\Delta\phi$. Поэтому принцип измерения углов поворота вала сошки при повороте рулевого вала на равные углы $\Delta\phi$ с необходимой точностью их отсчета является единственно правильным.

Поворот рулевого вала на один и тот же угол предлагается производить с автоматическим его отсчетом, вследствие чего измерение его величины при каждом повороте рулевого колеса не производится. Такой поворот рулевого вала осуществляется при помощи прикрепляемого к рулевому колесу угломерного диска с радиальными канавками и фиксатора с роликом, перекатывающимся по диску. При повороте рулевого колеса ролик заскакивает в канавку диска и автоматически отсчитывает, таким образом, равные углы поворота рулевого вала $\Delta\phi$.

Точность выполнения углов между канавками предотвращает получение действительного изменения передаточного числа. Вместо стрелки в предложенном устройстве применяется фиксатор с роликом, перекатывающимся по угломерному диску при его повороте и прижимающимся к нему при помощи пружины. Таким образом, при точном выполнении канавок на диске поворот рулевого вала производится всегда на один и тот же угол, благодаря чему исключаются неточности замеров при отсчете этого угла.

Угол поворота вала сошки достаточно точно измеряется посредством оптического угломера или оптического уровня.

Таким образом, при делении одной и той же величины угла поворота рулевого вала $\Delta\phi$ на приращение угла поворота вала сошки $\Delta\beta$, получающееся для двух смежных значений угла поворота рулевого вала, величина передаточного числа получается достаточно точной и весьма близкой к действительной.

Устройства для определения передаточного числа посредством оптического уровня (внизу) и угломерного диска с фиксатором (вверху) изображены на фиг. 72.

Рулевой механизм 7 (в данном случае автомобиля ЗИС-110) укреплен для удобства работы на универсальном кронштейне.

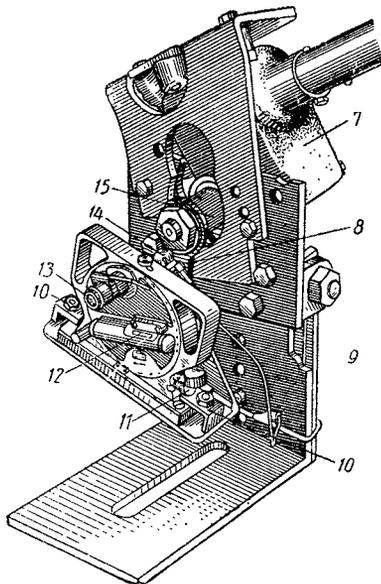
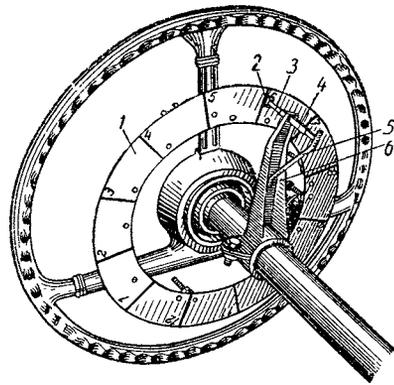
К рулевому колесу укреплен посредством скоб с винтами угломерный диск 1, имеющий радиальные канавки.

Концентричность диска относительно оси рулевого вала предварительно выверяется. Фиксирующее устройство с роликом крепится к рулевой колонке. Оно состоит из кронштейна 6, на конце которого в направляющей 4 перемещается квадратный стержень 3. На конце последнего, в вилке, вращается на оси ролик 2, который перекатывается по угломерному диску 1. Стержень с роликом прижимается к диску посредством плоской пружины 5.

Оптический уровень 13, предназначенный для замера углов поворота вала сошки, укреплен к полке кронштейна 9 двумя зажимами 10 и выверяется по уровню 12 с помощью винта 11. Шкала

уровня освещается лампочкой 14. Ушко 8 кронштейна укрепляется гайкой на валу сошки 15. Таким образом, при повороте вала сошки поворачивается на тот же угол и кронштейн 9 вместе с уровнем.

На фиг. 73 приведены кривые изменения передаточного числа для двух конструкций трех рулевых механизмов, схемы передач которых изображены над каждой из диаграмм. Эти диаграммы построены по экспериментальным данным, полученным двумя различными способами измерения углов поворота валов.



Фиг. 72. Приспособления для автоматического отсчета угла поворота рулевого колеса и измерения угла поворота вала сошки.

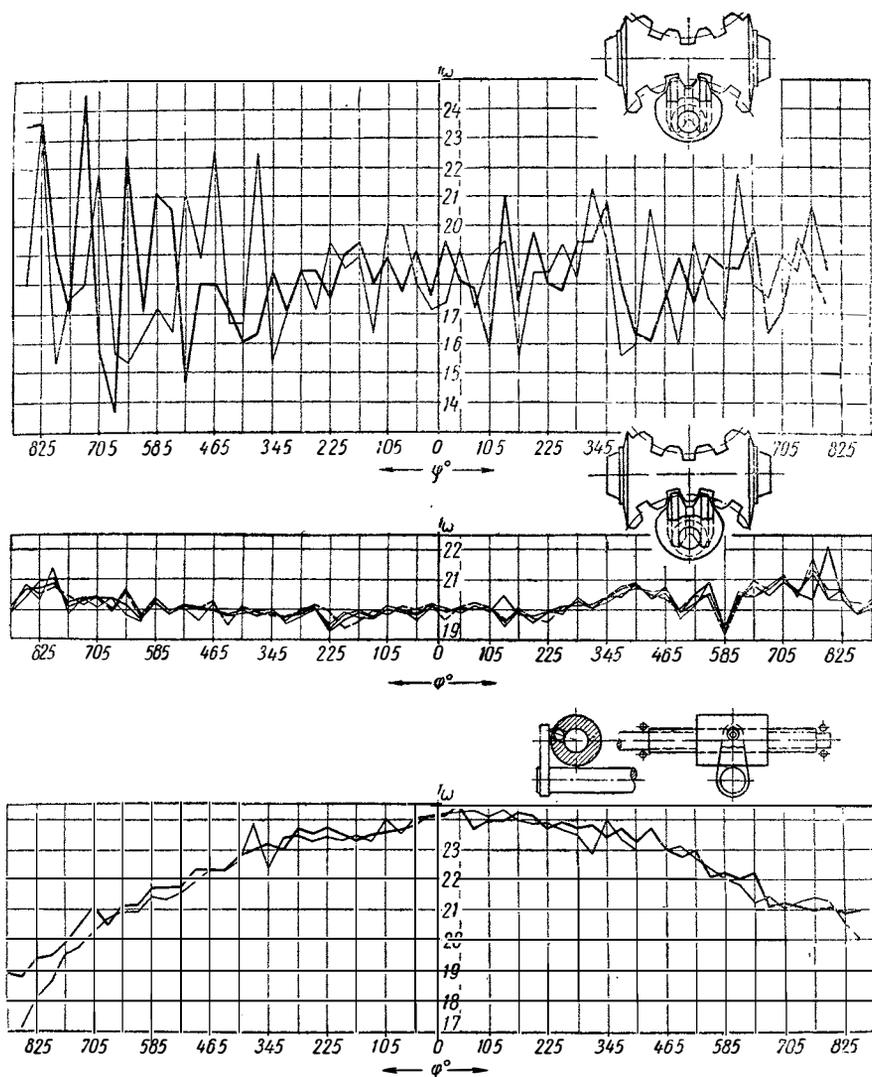
Нижняя диаграмма для винтовой передачи с поворачивающейся гайкой имеет несимметричное изменение передаточного числа по углу поворота червяка. Она построена по данным, полученным при помощи угломерного диска с фиксатором (фиг. 72) и оптического угломера с обычным уровнем.

Верхняя диаграмма построена по данным, полученным простыми измерительными средствами, т. е. градуированной шкалы на рулевом колесе со стрелочным указателем и простого угломера. Для руля с червячной или глобоидальной передачей, передаточное число которой постоянно или изменяется в знаках после запятой, такие данные явно неудовлетворительны. Полученные данные могли бы дать некоторую приближенную кривую изменения передаточного числа для такой конструкции передачи, в которой передаточное число изменяется в целых числах.

Средняя диаграмма на фиг. 73 построена по данным, полученным при помощи рекомендуемых выше приспособлений, т. е. угломерного диска с фиксатором и оптического уровня (фиг. 72).

Измерения углов поворота валов с этими приспособлениями и определение по ним передаточного числа производились 4 раза. Как видим, результаты измерений, полученные этим способом, вполне удовлетворительные и их можно считать близкими к действительным.

Из приведенных диаграмм (фиг. 72) видно, что точность повторных измерений при работе с оптическим уровнем и угломерным диском с фиксатором получается весьма высокой, вследствие чего



Фиг. 73. Диаграммы изменения передаточного числа, полученные разными способами.

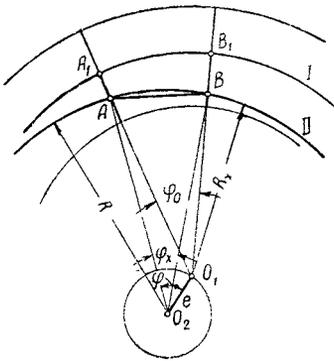
этот способ может быть рекомендован для практического применения.

Вследствие большого влияния точности отсчета угла поворота рулевого вала необходима достаточно точная установка угломерного диска на рулевом колесе. Смещение центра диска от оси пово-

рота рулевого вала вызывает отклонение и в изменении угла поворота рулевого колеса, а следовательно, и передаточного числа.

В основу теоретического исследования этого вопроса должен быть положен тот же принцип, который принят и при экспериментальном определении передаточного числа. Последнее, как было указано выше, получается как частное от деления приращения угла поворота рулевого вала $\Delta\varphi$ на соответствующее ему приращение угла поворота вала сошки $\Delta\beta$.

Если центр угломерного диска смещен от оси вращения рулевого вала на величину эксцентриситета e , то углы φ_x , на которые будет поворачиваться рулевой вал, будут отличаться от углов φ_0 между каждыми двумя смежными канавками угломерного диска. Эти углы принимаются равными при определении передаточного числа. Величину этого изменяющегося угла φ_x и требуется определить.



Фиг. 74. Схема для определения влияния смещения угломерного диска на передаточное число:

O_1 — центр угломерного диска, на котором фиксирующий ролик (средняя его точка по длине) описывает окружность I при концентричном расположении диска; O_2 — ось рулевого вала, вокруг которой поворачивается угломерный диск при смещенном его положении.

На фиг. 74 приведена схема для определения влияния смещения угломерного диска на величину угла поворота рулевого вала. Фиксирующий ролик (средняя его точка по длине) описывает окружность I относительно центра O_1 угломерного диска при концентричном расположении диска. При смещенном положении угломерный диск поворачивается относительно оси O_2 рулевого вала.

Дуга II представляет собой часть окружности, которую описывает фиксирующий ролик на угломерном диске при смещенном его расположении.

Если при концентрично расположенном диске фиксирующий ролик перемещается по дуге $A_1 B_1$, то при эксцентричном расположении диска ролик будет перемещаться по дуге AB , смещенной относительно дуги $A_1 B_1$. При одном и том же радиусе перекачивания ролика по угломерному диску, равном R , дуга AB , отличающаяся от дуги $A_1 B_1$, будет соответствовать новому углу φ_x вместо φ_0 , составляемого двумя смежными радиальными канавками угломерного диска.

Искомый угол φ_x может быть определен из треугольника AO_2B :

$$\cos \varphi_x = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{AB}{R} \right)^2. \quad (81)$$

Хорда AB определяется из треугольника AO_1B :

$$AB = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{x_2}^2 - 2R_{x_1} \cdot R_{x_2} \cos \varphi_0}. \quad (82)$$

Переменный радиус R_x определяется из треугольника AO_1O_2 :

$$R_x^2 = R^2 + e^2 - 2eR \cos \varphi. \quad (83)$$

Благодаря изменяющемуся углу φ передаточное число также будет изменяться, и его величина может быть определена по уравнению

$$(i_w)_x = i_w \frac{\varphi_x}{\varphi_0}. \quad (84)$$

Исследование влияния величины радиального смещения диска относительно оси рулевого вала на изменение передаточного числа проведено для руля, имеющего червячную передачу с постоянным передаточным числом. Экспериментальные диаграммы изменения передаточного числа по углу поворота червяка в зависимости от величины радиального смещения диска изображены на фиг. 75.

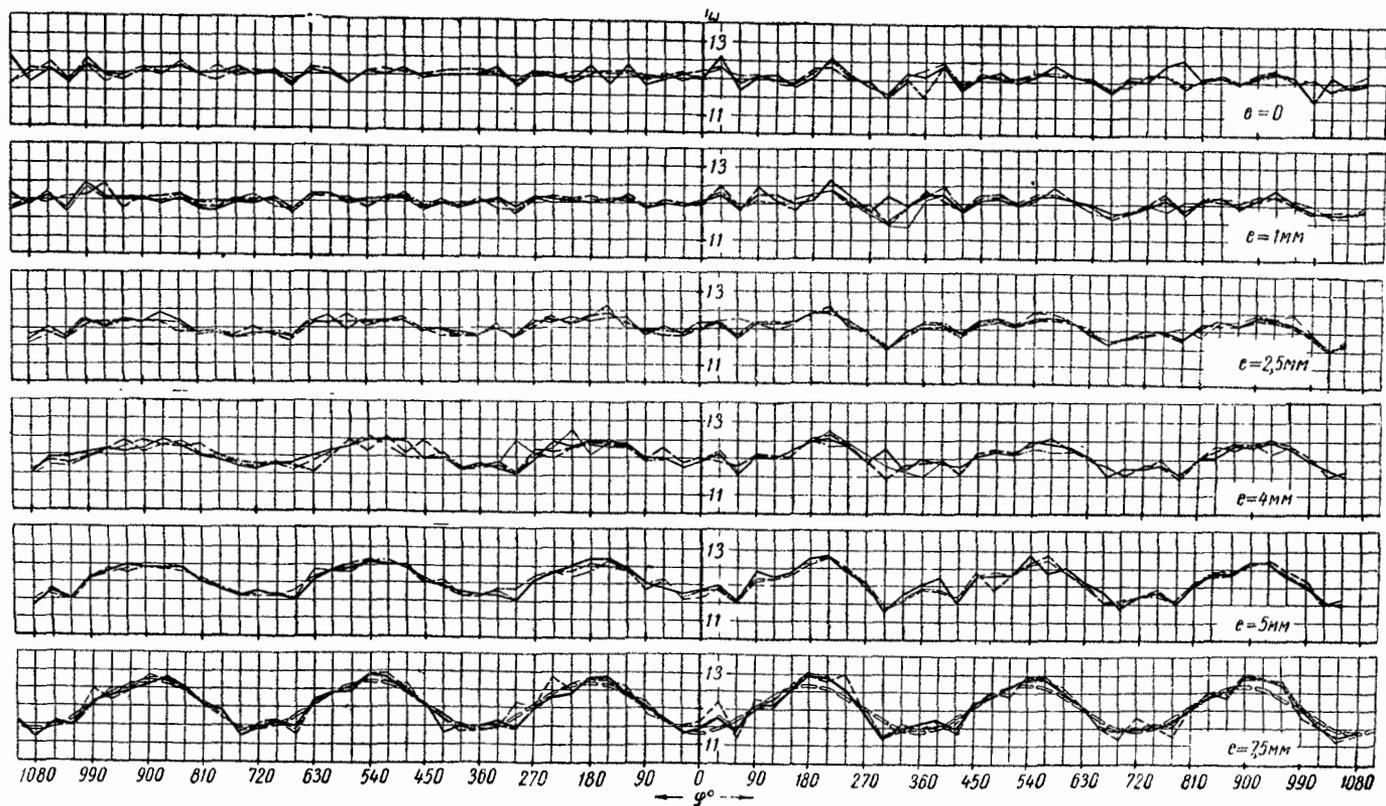
На последних экспериментальных диаграммах, соответствующих смещению угломерного диска, равному $e = 7,5$ мм, крупным пунктиром нанесена теоретическая кривая изменения передаточного числа, построенная по приведенным выше уравнениям. Достаточное совпадение теоретической и экспериментальных кривых свидетельствует о справедливости установленных положений. С другой стороны, из приведенных на фиг. 75 диаграмм видно, что при определении передаточного числа точность установки приспособлений для отсчета углов поворота валов, а также и точность их отсчета должны быть достаточно высокими. Для получения достаточно точных значений передаточного числа смещение центра угломерного диска от оси рулевого вала не должно превышать 1,5 мм.

На фиг. 76 изображены диаграммы изменения передаточного числа рулевых механизмов отечественных автомобилей. Они, как указано выше, выполнены с глобоидальной передачей («Москвич», ЗИС и ГАЗ) и с червячной передачей (ЯАЗ-200).

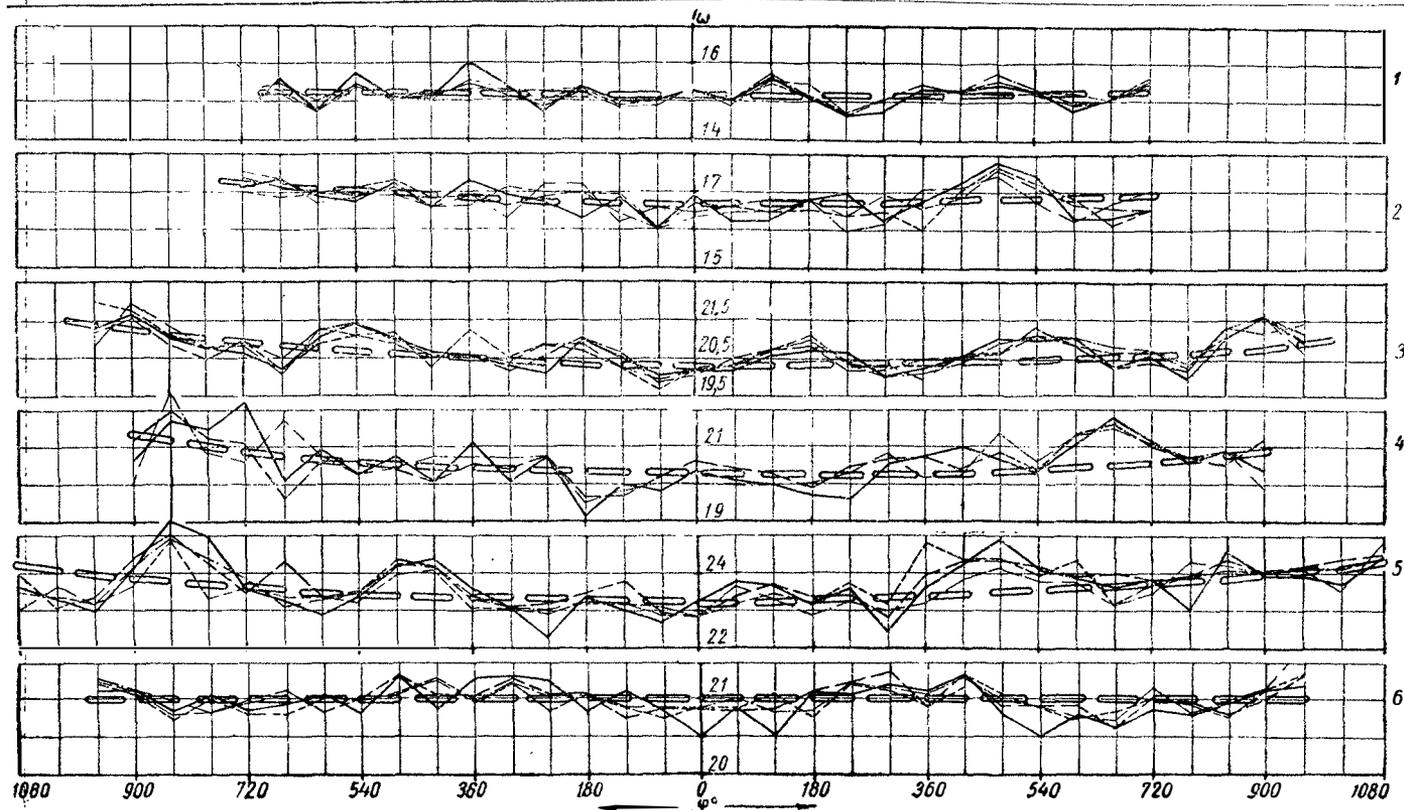
Крупным пунктиром нанесены средние кривые из полученных экспериментальных данных.

Большой интерес представляют экспериментальные данные, полученные по рулевым механизмам с кривошипной передачей. Характер изменения передаточного числа в таких конструкциях выполняется самым разнообразным.

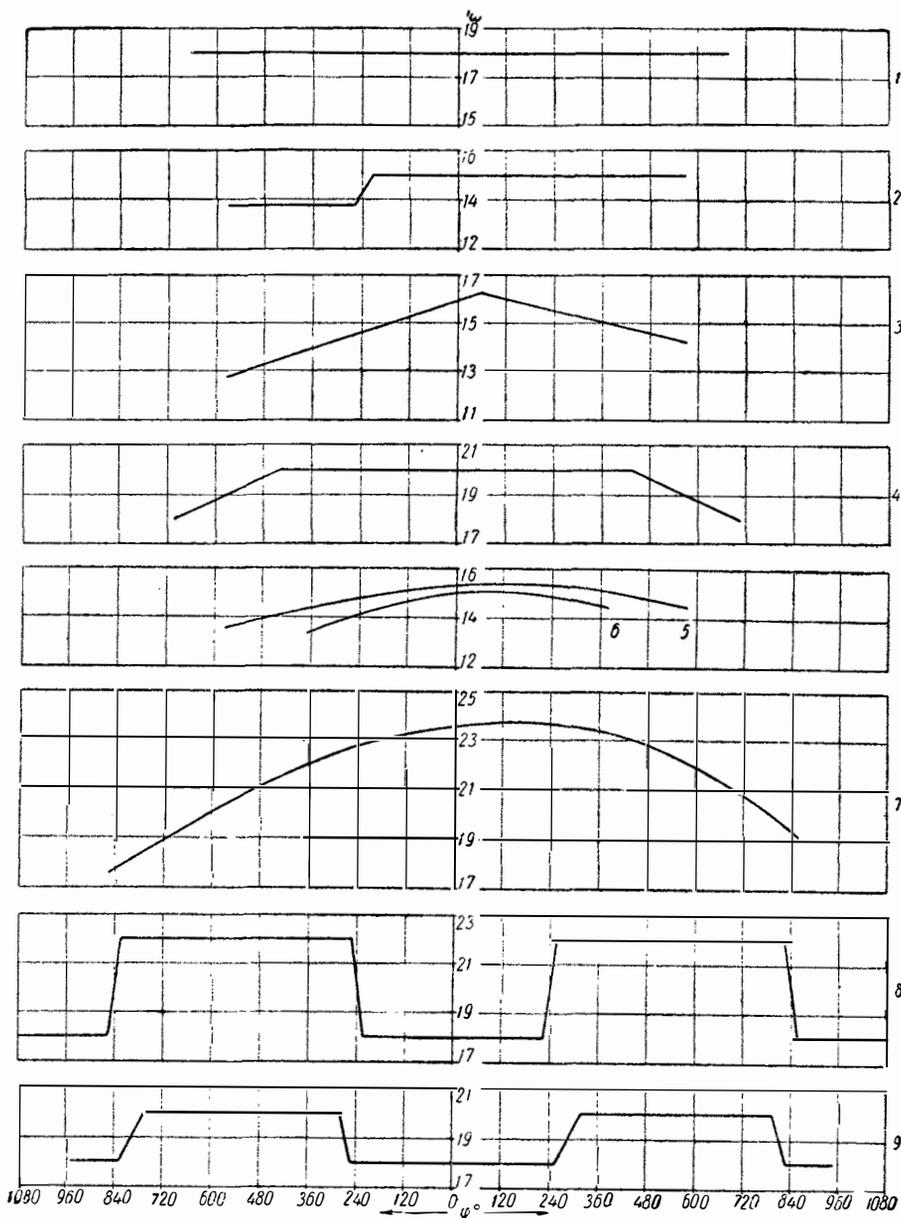
Наиболее характерные диаграммы изменения передаточного числа рулевых механизмов с кривошипной передачей, полученные экспериментальным путем, приведены на фиг. 77. В одних конструкциях передаточное число постоянно за полный период угла поворота рулевого колеса φ (диаграмма 1), в других оно изменяется по ступенчатой линии (диаграмма 2) и в третьих — по двум или трем пересекающимся прямым (диаграммы 3 и 4). В большей части встречавшихся при испытании конструкций передаточное число изменяется по несимметричной кривой с различной их кривизной (диаграммы 5, 6 и 7).



Фиг. 75. Диаграммы изменения передаточного числа при различном смещении угломерного диска.



Фиг. 76. Диаграммы изменения ω ; едатоочного числа отечественных рулевых механизмов:
 1 — «Москвич»; 2 — «Победа»; 3 — ЗИС-110; 4 — ГАЗ-51; 5 — ЗИС-150 и 6 — ЯАЗ-200.



Фиг. 77. Диаграммы изменения передаточного числа рулевых механизмов с кривошипной передачей автомобилей:

1 — УАИТ; 2 — Вандерер; 3 — Мерседес; 4 — Хорьх; 5 — Вандерер; 6 — Ганомат; 7 — Ман; 8 — Студебекер и 9 — „Интернационал“.

В некоторых конструкциях передаточное число изменяется по ломаной линии с симметричным или чередующимся порядком расположения отдельных участков в зависимости от угла поворота рулевого колеса относительно середины зацепления (диаграммы 8 и 9).

ОЦЕНКА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ПО ОБРАТИМОСТИ, СУММАРНОМУ ТРЕНИЮ И ПО К. П. Д.

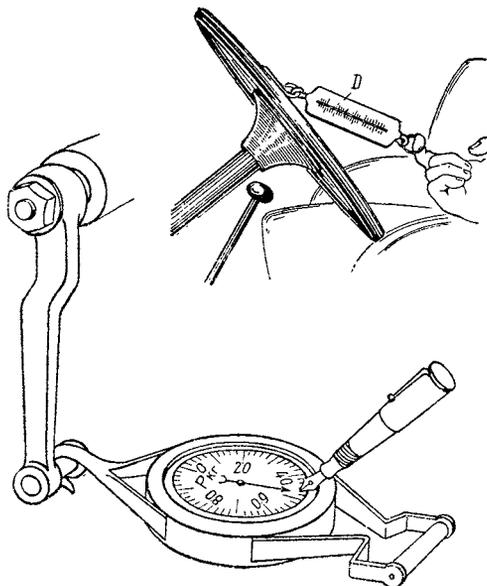
Оценку рулевого механизма с точки зрения трения и качества регулировки в иностранной практике принято производить по усилию, прилагаемому к рулевому колесу. Этот метод оценки совершенно не характеризует ни качества обратимости, ни степени отдачи обратных ударов и тем более не дает величины его к. п. д. Он отражает, и то до некоторой степени, лишь один из факторов легкости управления.

Для механизмов с большим передаточным числом (и в данном случае для рулевого механизма) величина обратного к. п. д. ниже, чем прямого, а для отдельных конструкций эта разница достигает особенно большой величины. Значения параметров обратимости и к. п. д. при обратном направлении передачи усилия, а также степени отдачи обратных ударов на рулевое колесо зависят исключительно от

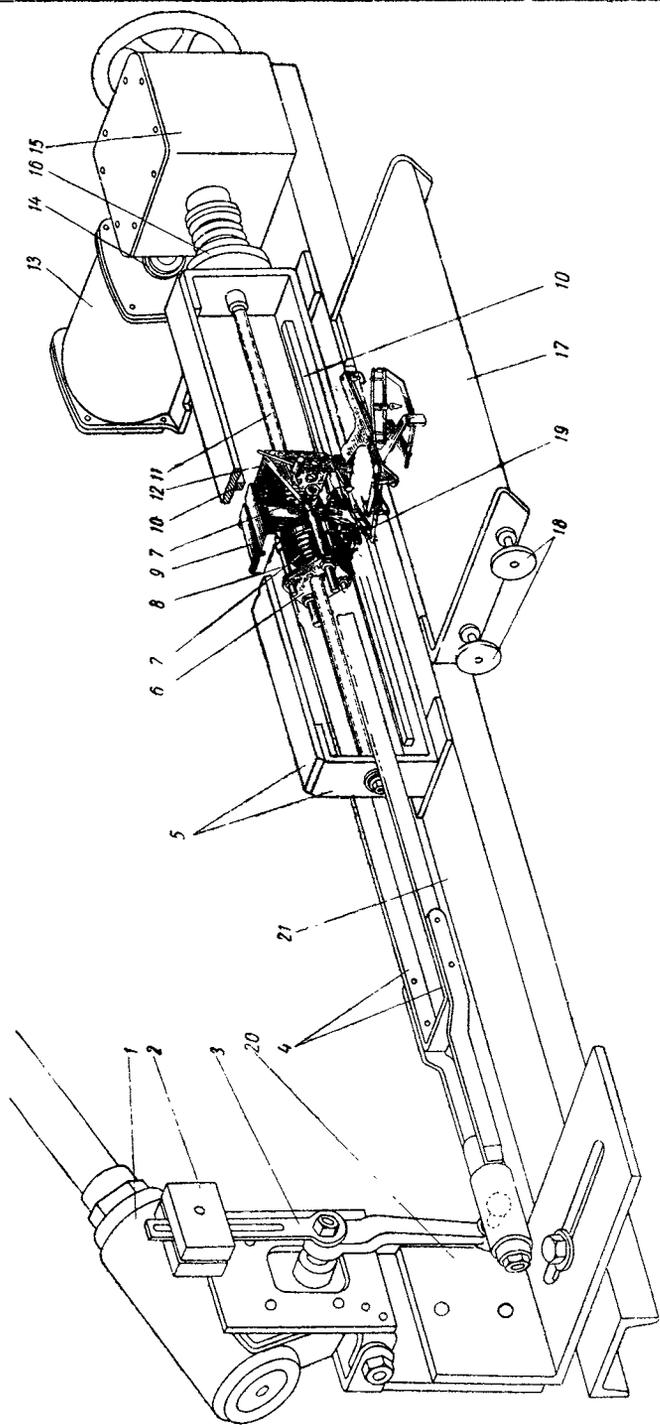
величины суммарного трения, возникающего во всех соединениях рулевого механизма и приведенного к вращению вала сошки. С точки зрения указанных параметров автором предложен метод оценки рулевого механизма по усилию, прилагаемому к пальцу сошки.

Способы оценки рулевого механизма по усилию, прилагаемому к рулевому колесу, и по усилию, прилагаемому к пальцу сошки, показаны на фиг. 78.

В соответствии с новой постановкой вопроса в методе оценки рулевого механизма по усилию, прилагаемому к пальцу сошки, автором разработаны стенды: один для определения параметров обратимости, а другой — для определения потерь на трение в рулевом механизме и для определения его к. п. д. в обоих направлениях передачи усилия.



Фиг. 78. Применяемый и рекомендуемый способы оценки рулевых механизмов.



Фиг. 79. Схема стенда для определения потерь на трение и к. п. д. рулевого механизма.

Конструкция стенда для испытания рулевых механизмов на трение и для определения к. п. д.

Конструктивная схема этого стенда показана на фиг. 79. На основании 21 с одной его стороны на кронштейне 20 укрепляется испытываемый рулевой механизм 1.

Фланец руля, которым он опирается на лонжерон рамы автомобиля, длина сошки и положение ее шарового пальца относительно этого фланца в различных рулях отличаются большим разнообразием в конструкциях. Поэтому кронштейн 20 (фиг. 79) стенда, к которому прикрепляется испытываемый руль, должен обеспечить все необходимые перемещения руля для точной его установки на стенде. Кронштейн этот, обеспечивающий указанные условия для испытания различных конструкций рулей, изображен отдельно на фиг. 80.

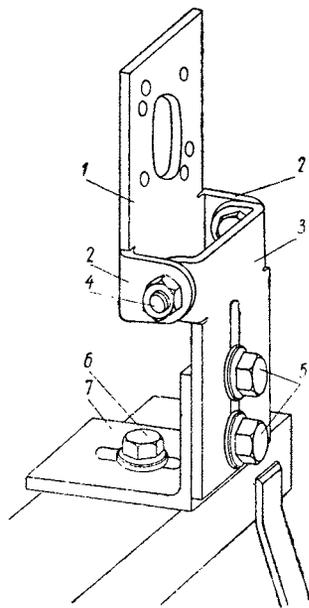
Параллельность оси вала сошки с осью болтов шатуна, укрепляющих его к пишущей части стенда, достигается поворотом руля вместе с фланцем 1 около оси болтов 4.

Вертикальная параллельность оси вала сошки руля с осью болтов шатуна достигается поворотом кронштейна около вертикальной оси болта 6, укрепляющего кронштейн к основанию стенда. Необходимое положение шарового пальца сошки по высоте достигается перемещением в вертикальном направлении соединенных фланцев 3 и 1 относительно основания 7 кронштейна, имеющего форму угольника. Для этой цели отверстия в нижнем фланце 3 для болтов 5 выполнены в виде одной длинной прорези.

Совмещение центра шарового пальца сошки с центром подушек головки шатуна достигается перемещением всего кронштейна относительно основания стенда в перпендикулярном к нему направлении. Для этого в основании 7 кронштейна выполнена прорезь, сквозь которую проходит болт 6.

Такая конструкция кронштейна, обеспечивающая возможность перестановки верхнего фланца 1 относительно нижнего 3, или нижнего относительно верхнего, или того и другого вместе относительно основания 7, дает возможность в широких пределах изменять положение верхнего фланца 1 относительно головки шатуна.

С другой стороны основания укреплен регистрирующий механизм, посредством которого замеряется и записывается в виде диаграммы усилие, прилагаемое к пальцу сошки. Этот регистрирующий



Фиг. 80. Универсальный кронштейн для крепления рулевого механизма.

механизм состоит из рамки 5, по направляющим 10 которой посредством винта 11 движется ползушка 9. В двух втулках 19, снабженных направляющими 8, может перемещаться каретка 12. Между ползушкой и кареткой установлены две пружины 7, зажатые между скобой 12 и стенкой 6 посредством двух болтов на величину несколько больше, чем половина полного сжатия пружин. Таким образом, перемещение ползушки относительно каретки вызывает деформацию пружин. Палец сошки испытываемого рулевого механизма соединяется с кареткой посредством шатуна 4.

Вращение винта регистрирующей части стенда производится при помощи электродвигателя 13 (фиг. 79) посредством редуктора 15, который выполнен с червячной и шестеренчатой передачами. Электродвигатель и редуктор расположены на общей площадке, укрепленной на основании стенда. Валы всех трех механизмов (пишущей части стенда, редуктора и электродвигателя) соединены посредством муфт 14 и 16, допускающих перекося валов. Для ограничения величины крутящего момента, передаваемого от редуктора к винту пишущей части стенда, введена фрикционная муфта 16. Усилие, действующее вдоль оси винта 11, передается через ползушку 9, пружины 7 и 8, каретку 12 и шатун 4 на палец сошки рулевого механизма 1. При вращении винта ползушка перемещается по направляющим и вследствие имеющихся в рулевом механизме противодействующих сил каретка 12, соединенная с пальцем сошки шатуном 4, остается неподвижной. Одна из пружин при этом будет сжиматься, а другая разжиматься до тех пор, пока усилие, вызываемое их деформацией, не будет равно силе, способной преодолеть возникающие в руле противодействующие силы. По достижении этого равенства сил каретка с шатуном и пальцем рулевой сошки будут перемещаться вместе с ползушкой. Всякое изменение противодействующей силы, действующей вдоль оси шатуна, сейчас же отразится на величине деформации пружин, а следовательно, и на величине перемещения ползушки относительно каретки. Перемещение ползушки с шатуном вместе производится на максимально возможный угол поворота вала сошки из одного крайнего положения сошки в другое и обратно в первоначальное.

Изменение усилия, прилагаемого к сошке, записывается в виде замкнутой диаграммы трения при ее перемещении в обе стороны, регистрируя качество зацепления той и другой стороны профилей передаточной пары. Запись диаграммы трения производится пишущим механизмом на бумаге.

Сбоку основания стенда укреплен столик 17 с двумя трубчатыми валиками для бумаги, расположенными снизу столика. Последний располагается параллельно направляющим рамки 5. Длинная лента бумаги, намотанная на один из валиков, сматывается с него по мере записи диаграмм, проходит поверх столика и наматывается на другой валик. Головки 18 служат для поворота валиков. Во время записи диаграммы бумага остается неподвижной. Чтобы бумага была хорошо натянутой, валики должны поворачиваться с достаточным трением.

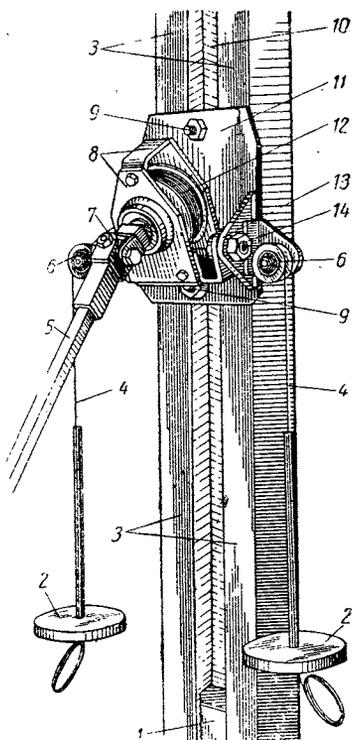
На этом же стенде может определяться и к. п. д. рулевого механизма. При определении к. п. д. один из валов рулевого механизма должен быть нагружен крутящим моментом любой заранее заданной величины. Таким моментом может быть нагружен только рулевой вал, так как вал сошки связан с записывающим механизмом и не может нагружаться усилием заранее заданной величины. Вместе с этим рулевой вал должен нагружаться так, чтобы можно было получить как прямой, так и обратный к. п. д. Только один способ нагрузки — нагрузка рулевого вала при помощи гирь — позволяет на одном стенде и не прерывая испытаний определять к. п. д. в обоих направлениях передачи усилия.

Общий вид разработанного для описанного стенда приспособления для нагрузки рулевого вала показан на фиг. 81.

Шкив с валом установлен в разъемной коробке 8 на шариковых подшипниках. Вал шкива соединяется с рулевым валом испытываемого руля карданной передачей. Кардан 7 соединяется с валом шкива. Другой конец карданного вала 5 соединяется с рулевым валом при помощи второго кардана. Последний укреплен на диске, который соединяется со спицами рулевого колеса при помощи хомутиков.

Для максимального снижения потерь на трение в карданах необходимо, чтобы ось вала шкива и ось карданного вала совпали с осью рулевого вала. Коробка 8 укрепляется к ушкам 13 основания 11 при помощи болтов 14, около оси которых она может поворачиваться, образуя необходимый угол с горизонталью. Два тонких троса 4, поддерживающие тарелки 2 для грузов, намотаны на шкив 12 и проходят через осевые отверстия болтов 14, огывая направляющие ролики 6, установленные на шариковых подшипниках. Тросы закрепляются в тарелках при помощи разрезных конических втулок, которые вставляются в конические гнезда тарелок. Таким образом, тарелки в зависимости от полного числа оборотов рулевого колеса могут быть установлены на необходимой длине тросов от шкива.

Для совпадения осей вала шкива и рулевого вала нагрузочное приспособление должно иметь возможность перемещаться по верти-



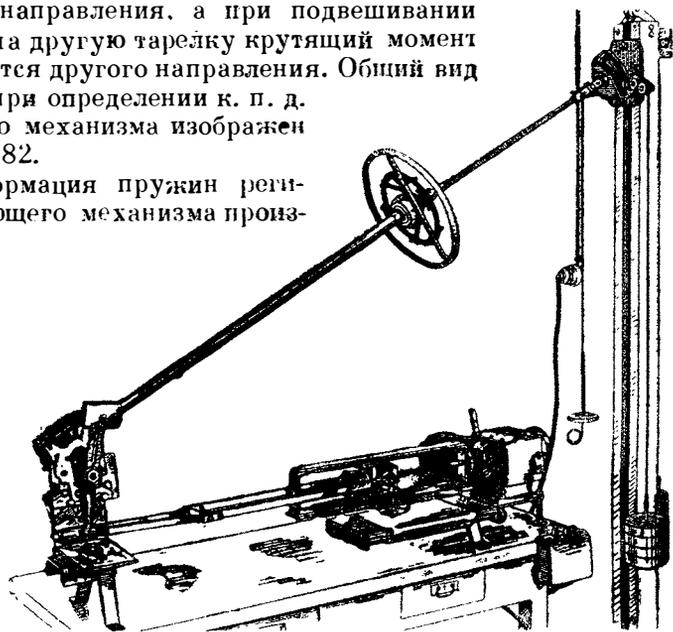
Фиг. 81. Нагрузочное приспособление для определения к. п. д. рулевого механизма.

кальному направлению. Для этого основание *11* укреплено к вертикальным направляющим *3* при помощи болтов *9* и удерживается на нем трением.

Вес нагрузочного приспособления уравнивается противовесом *1*, который подвешен на тросе *10*, перекинутом через направляющий блок.

При подвешивании на одну из тарелок грузов с прорезями для троса крутящий момент, действующий на вал шкива, получается одного направления, а при подвешивании грузов на другую тарелку крутящий момент получается другого направления. Общий вид стенда при определении к. п. д. рулевого механизма изображен на фиг. 82.

Деформация пружин регистрирующего механизма произ-

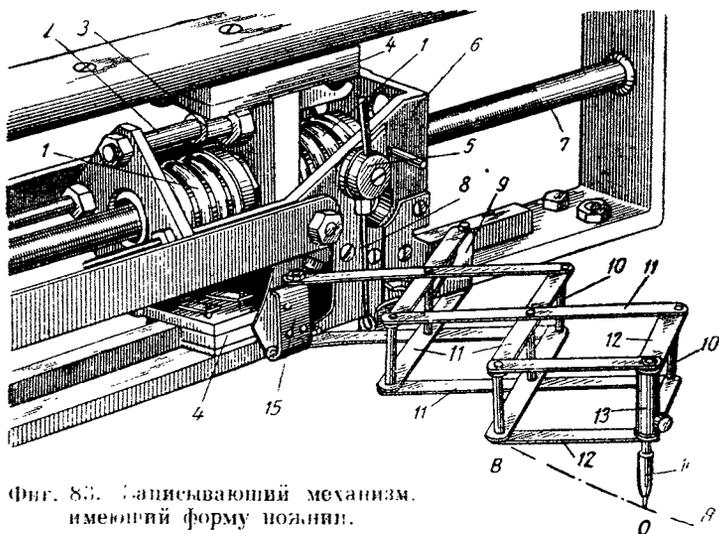


Фиг. 82. Общий вид стенда для определения к. п. д. рулевого механизма.

водится в том же направлении, что и перемещение ползушки с кареткой по направляющим *10* (фиг. 79). Поэтому перемещение пера или карандаша, записывающего изменение деформации пружин, должно происходить в направлении, перпендикулярном перемещению ползушки и каретки. Разработанный для описанного стенда пишущий механизм, удовлетворяющий указанному требованию, изображен на фиг. 83.

В двух рычажных системах, состоящих из четырех двуплечих рычагов *11* и двух одноплечих *12* каждая, наружные рычаги связаны наглухо посредством шпилек *10*, а внутренние рычаги свободно повертываются на шейках этих шпилек. Во втулке *13*, соединяющей концы одноплечих рычагов таким же способом, как и шпильки, укрепляется специальное перо или карандаш *14*, а свободные концы конечных двуплечих рычагов прикрепляются попарно при помощи шарнирных петель *15* и *9* к ползушке *4* и к скобе каретки *6*. При

перемещении ползушки 4 относительно скобы 6 концы 9 и 15 рычагов сходятся или расходятся в зависимости от направления движения ползушки. Перо или карандаш, укрепленный во втулке 13, при неподвижной скобе 6 и при перемещающейся ползушке 4 движется по кривой *ОА* в одну сторону и по продолжению этой кривой *ОВ* — в другую сторону от нейтрального нулевого положения карандаша в точке *О*, при котором пружины находятся в первоначально сжатом состоянии. По окончании записи диаграммы рычажная система должна быть поднята. Для этого к скобе 6 укрепляется эксцентрик 5,



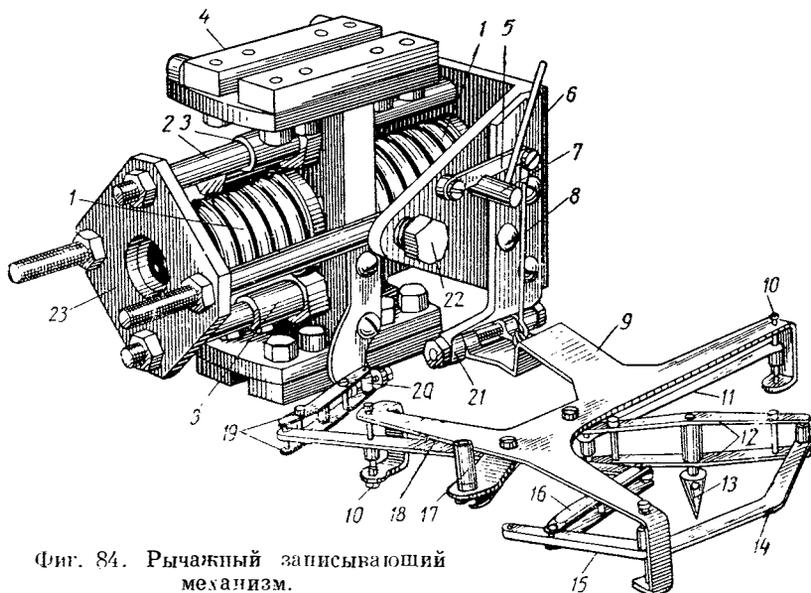
Фиг. 83. Записывающий механизм, имеющий форму ножниц.

на котором установлено кольцо. Тяга, ввернутая в него, имеет на своем конце крючок, который за кольцо траверсы при повороте эксцентрика поднимает рычажную систему. Если для записи применяется перо, то рычажная система должна быть подвешена на тяге подъемника и располагаться в плоскости, параллельной плоскости столика.

Возникающее между карандашом и бумагой трение хотя и незначительно, но все же искажает действительную величину усилия, прилагаемого к пальцу сошки. Поэтому для записи диаграмм бумага должна применяться гладкой, с весьма малым коэффициентом трения. Применяемый первоначально карандаш 14 (фиг. 83) был заменен специальным пером. Эта система имеет тот недостаток, что появляющиеся при износе зазоры в шарнирах не регулируются и искажают записываемые диаграммы. Этот записывающий механизм отличается простотой в изготовлении и по этой причине, несмотря на указанные недостатки, может успешно применяться в тех случаях, когда испытания не носят систематического или исследовательского характера. Более совершенный в этом отношении записывающий механизм, разработанный для исследовательских работ, изображен на фиг. 84.

Принцип действия пружинного механизма здесь тот же, что и в первом случае. Направляющие 2 скобы 6 перемещаются во втулках 3 ползушки 4 почти без трения. С обеих сторон ползушки, между скобой 6 с одной стороны и стенкой 23 — с другой, установлены две пружины 1.

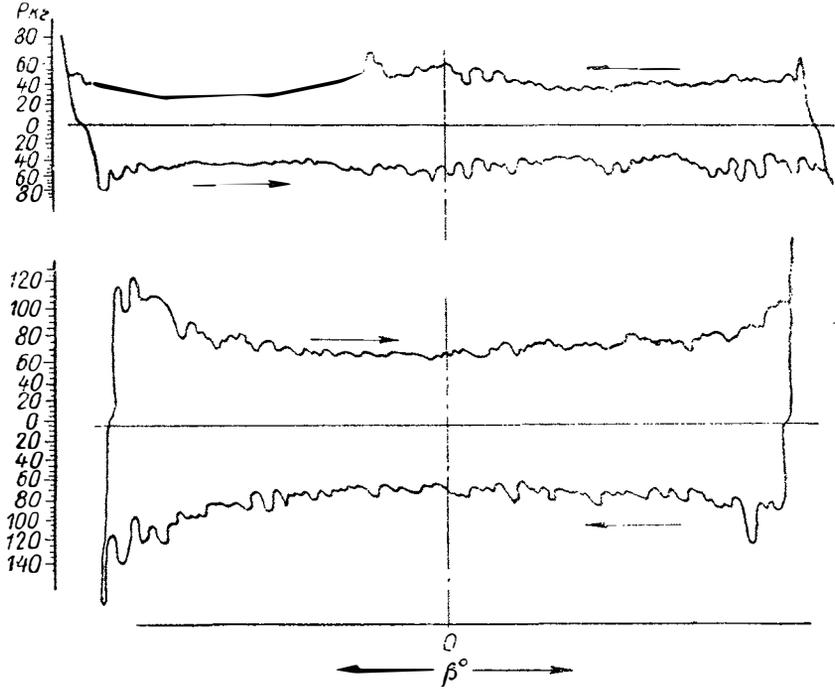
В оправе 9, подвешенной на петле 21 к скобе 6 каретки, установлены на трех осях рычаги 11, 14 и 18. Рычаги 11 и 14 одинаковой длины соединены рычагом 12, в середине которого выполнена втулка



Фиг. 84. Рычажный записывающий механизм.

с отверстием для записывающего пера 13. Рычаги 14 и 15 представляют собой один углообразный рычаг. Рычаги 15 и 18 соединены между собой пружинящим рычажком — рессоркой 16. Второй конец двуплечего рычага 18 соединяется с ползушкой 4 посредством рычага 19. Таким образом, при перемещении ползушки относительно скобы, которое происходит при деформации пружин 1, пишущее перо 13 перемещается в обе стороны от нейтрального положения. Концы всех осей выполнены коническими и заходят в конические подпятники 10, ввертываемые в гнезда оправы 9. Такие же соединения имеют и все рычаги пишущей системы, а также и петля 21 оправы 9. Появляющиеся во всех шарнирных соединениях пишущей системы зазоры регулируются затяжкой подпятников. Подъем пишущей системы производится здесь также при помощи подъемника. В скобе 6 установлен валик 7 с прорезью, в которую заходит рычаг 5. Последний одним концом шарнирно укреплен к скобе, а на другом его конце укреплена тяга 8, имеющая на конце крючок, который за кольцо оправы при повороте валика производит подъем пишущей системы. Для того чтобы пишущее перо перемещалось правильно в плоскости

столика, оправа пишущей системы должна быть подвешена на определенной высоте так, чтобы все рычаги перемещались в плоскости, параллельной столику. При записи диаграмм конец рычага 19, соединенный с петлей ползушки 4, имеет небольшое угловое перемещение около вертикальной оси. При подъеме пишущей системы этот конец поворачивается около горизонтальной оси, для чего он должен соединиться с петлей ползушки при помощи кардана 20.



Фиг. 85. Диаграммы трения, записываемые разными записывающими механизмами.

Рычаг 19 состоит из двух пластин, скрепленных между собой посредством стойки. Концы пластин обоих концов рычага несколько отогнуты и стягиваются винтами. Этими винтами регулируется величина затяжки конических соединений осей с гнездами рычага и устраняются появляющиеся между ними зазоры при износе. Кроме указанного преимущества перед первой пишущей системой эта система отличается еще той особенностью, что шкала записываемых диаграмм получается равномерной.

Две диаграммы трения разных конструкций рулевых механизмов, записанные соответственно старым и новым записывающими механизмами, изображены на фиг. 85. По оси абсцисс записывается угол поворота вала сошки, а по оси ординат — величина деформации пружин, а следовательно, и величина усилия, прилагаемого к пальцу сошки.

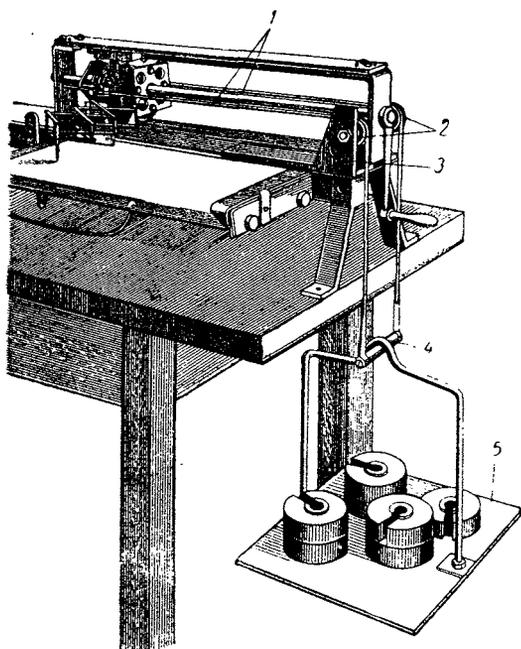
Верхняя ветвь верхней диаграммы записывается при движении сошки из крайнего правого положения в крайнее левое, а нижняя

ветвь — из крайнего левого в крайнее правое. Верхняя ветвь нижней диаграммы, полученная с новым пишущим механизмом, записывается при движении сошки из крайнего левого в крайнее правое, а нижняя ветвь — в обратном направлении.

Способы тарировки пишущего механизма

Зависимость между перемещением пера по описываемой им кривой в одном направлении от нейтрального его положения и по продолжению этой кривой в другом направлении и усилием, действующим вдоль шатуна на пружины пишущей части, определяется тарировкой. Тарировка может быть выполнена различными способами.

Одним из общепринятых способов является тарирование при помощи гирь. Устройства для тарировки таким способом записывающего механизма изображены на фиг. 86. На болты каретки вместо шатуна надеваются ушки двух тонких стальных лент 1, вторые концы которых соединяются при помощи траверсы 4. В середине траверсы подвешивается тарелка 5 для гирь. Обе ленты огибают направляющие ролики 2, установленные на шариковых подшипниках на пальцах специальных кронштейнов 3. Для тарировки механизма силой, направленной в другую сторону,



Фиг. 86. Тарировка записывающего механизма при помощи гирь.

кронштейны 3 с направляющими роликами переставляются на другой конец основания стэнда.

Тарировка начинается с нагрузки, равной нулю. При перемещении пишущей части перо запишет прямую нулевую линию. После этого укрепляются ленты, и на их траверсу подвешивается тарелка с грузом.

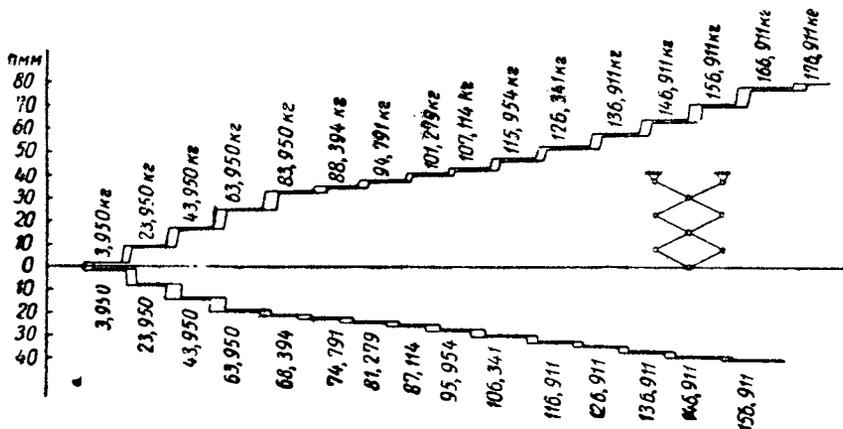
Под действием нагрузки пружины деформируются, и записывающее перо перемещается в соответствующую сторону.

При перемещении пишущего механизма перо запишет отрезок прямой линии, параллельный нулевой линии. При следующей нагрузке перо дополнительно переместится, и при перемещении пишущего механизма оно запишет новый отрезок прямой линии.

Запись таких отрезков производится при каждом добавлении нагрузки до полного сжатия пружин. Такая запись производится как при нагрузке, так и при разгрузке. Таким образом, получим ступенчатую диаграмму с двумя значениями перемещения пера для каждого значения действующей на пружины силы.

Запись производится в обе стороны от нулевой линии соответственно направлению нагружающей силы.

Записанная таким способом тарировочная диаграмма изображена на фиг. 87. Вследствие имеющегося трения, хотя и незначи-



Фиг. 87. Тарировочная диаграмма перемещения пера h в зависимости от силы, действующей вдоль пилуна.

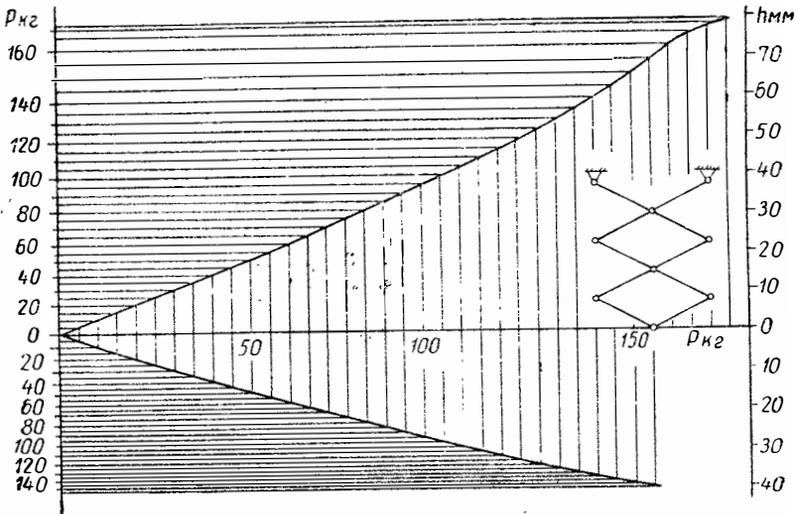
тельного, горизонтальные отрезки, записываемые при нагрузке и при разгрузке, соответствующие одному и тому же усилию, могут не вполне совпадать в отдельных точках. Для получения более точных данных тарировка производится несколько раз.

Зависимость между средними значениями перемещения пера, откладываемыми по оси ординат, и соответствующими значениями нагрузки, откладываемыми по оси абсцисс, строится в виде двух кривых, изображенных на фиг. 88.

Искомая шкала усилия получается следующим образом. Ось абсцисс, на которой отложены усилия, разбивается на равные участки, после чего отмечаются точки пересечения с кривыми. Из точек пересечения проводятся горизонталы до пересечения с осью ординат. Отсекаемые на последней отрезки с переменным масштабом и образуют искомую шкалу (фиг. 88, слева). На этой же фигуре изображено положение пишущей системы относительно нулевой линии.

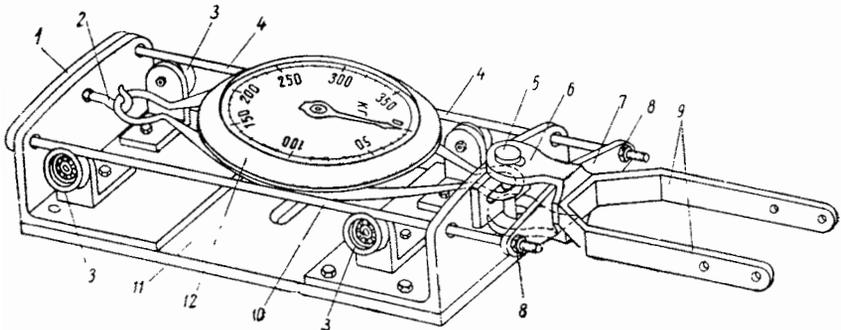
Автором разработано динамометрическое тарировочное приспособление, которое при одностороннем действии динамометра обеспечивает двухстороннюю тарировку пишущей части стэнда и дает более точные тарировочные данные. Общий вид этого приспособления показан на фиг. 89.

На основании 11, выполненном из плиты и двух угольников, установлена рамка на роликах 3 с шариковыми подшипниками. Рамка состоит из двух траверс 1 и 7, соединенных стяжками 4 и 10.



Фиг. 88. Построение шкалы усилия P по тарифовочной диаграмме.

Между траверсами рамки устанавливается динамометр 12, одно ушко которого подвешивается на крючке 2, укрепленном в траверсе 1, а другое проходит сквозь отверстие правого угольника и соединяется со скобой 6 пальцем 5. Для поддержания ушка динамометра на пальце



Фиг. 89. Динамометрическое приспособление для тарифовки записывающего механизма.

выполнена полукруглая выточка. При перемещении скобы 6 вправо она через палец 5 передает усилие на ушко динамометра. Таким образом, динамометр растягивается и будет показывать действующее усилие. При перемещении скобы влево она передает усилие на траверсу 7 и далее через стяжки 4 и 10, траверсу 1 и крючок 2 на другое ушко динамометра. Противоположное его ушко в этом случае висит

на выточке пальца, упирающегося в правый неподвижный угольник. Поэтому динамометр и в этом случае будет показывать действующее усилие.

Для перемещения скобы 6 в другую сторону (влево) отверстие для пальца в ней выполнено овальным, а зазор между стенкой скобы и траверсой 7 должен быть минимальным. Положение траверсы при этом регулируется гайками 8, накрученными с обеих сторон траверсы на стяжках 4 и 10. Вместе с этим положение динамометра относительно угольника основания также должно регулироваться, что и осуществляется посредством гайки, накручиваемой на крючок 2. Эта гайка выполнена с заточкой, входящей плотно в отверстие траверсы 1. Динамометр в обоих случаях работает на растяжение.

Для тарировки пишущей части стенда приспособление устанавливается на его основании и прикрепляется к нему болтом. Вилка 9 скобы приспособления прикрепляется к вильчатой части шатуна, соединенного с кареткой пишущей части стенда. Для правильного расположения приспособления отверстие в его основании под болт выполнено овальным. Перемещение пера пишущей части в зависимости от действующей вдоль шатуна на пружины силы при тарировке должно быть записано в виде ступенчатой диаграммы. Так как пишущая часть стенда при тарировке с описанным выше приспособлением не имеет перемещения вдоль направляющих, то движение при каждой нагрузке и разгрузке пружин должна получать бумага в направлении, перпендикулярном перемещению пера, что соответствует перемещению пишущей части в направляющих. Для этого продольные валики для бумаги снимаются со столика, а к последнему с обеих его сторон укрепляются два кронштейна с валиками. На эти валики наматывается бумажная лента для записи тарировочной диаграммы, которая плотно прилегает к столику. Бумажная лента должна быть натянута на столике, поэтому валики должны поворачиваться со значительным трением. Для этого между головками валиков и стенками кронштейнов вводятся жесткие пружины. Тарировка начинается с нулевого показания динамометра. При перемещении бумаги записывается небольшой отрезок прямой линии. Затем поворотом маховичка (см. фиг. 79) при выключенных шестернях редуктора нагружается пишущая часть до определенного показания динамометра. При этой нагрузке бумага снова передвигается, благодаря чему записывается небольшой отрезок прямой линии. После этого снова производится нагрузка пишущей части и записывается следующий отрезок прямой. Запись таких отрезков как при нагрузке, так и при разгрузке производится в обе стороны до полного сжатия одной из пружин.

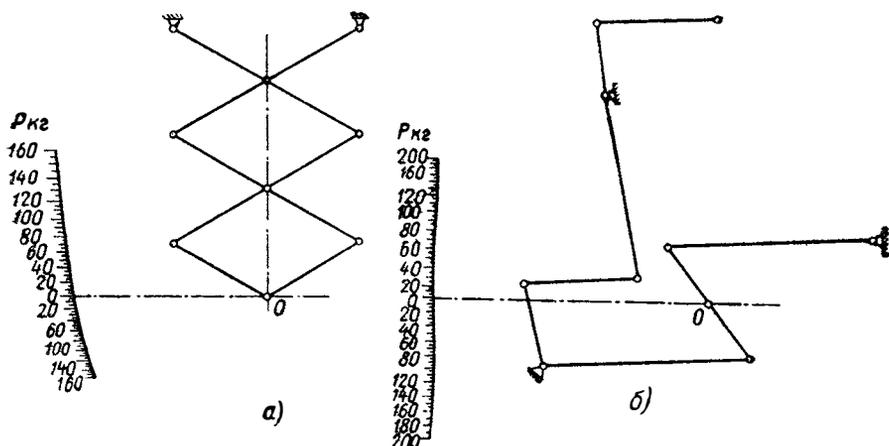
Для учета возможных отклонений бумаги вместе с тарировочной диаграммой записывается контрольная прямая линия.

Для этого к оправе 9 пишущей системы (см. фиг. 84) укрепляется контрольный карандаш в специальной втулке 17.

Тарировочная диаграмма, записанная с таким приспособлением, получается более точной, чем изображенная на фиг. 87. Динамометри-

ческое тарировочное приспособление является необходимым при исследовательских работах, связанных с переменной пружин в регистрирующем пружинном механизме и неоднократно повторяющейся их тарировкой. В практике заводов и авторемонтных предприятий, где масштаб записываемых диаграмм устанавливается чрезвычайно редко, может быть рекомендован простейший способ тарировки записывающего механизма при помощи гири.

Выше было указано, что вторая пишущая система по сравнению с первой отличается минимальным трением, большей точностью записи и более равномерной шкалой усилия.



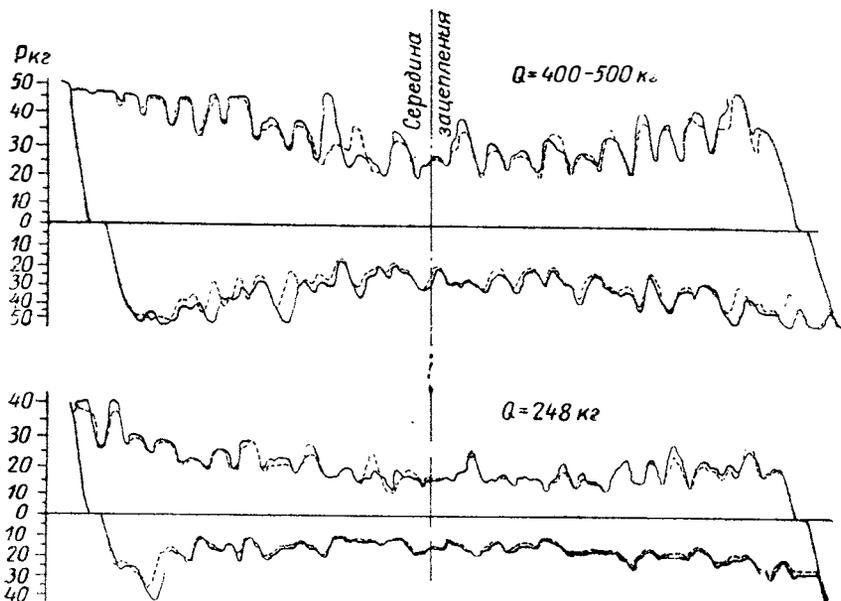
Фиг. 90. Две шкалы усилия, получающиеся при различных записывающих механизмах.

Сравнение диаграмм, полученных на двух пишущих системах, с точки зрения равномерности шкалы усилия, направления и кривизны линии перемещения пера приведено на фиг. 90. Здесь же изображены схемы записывающих механизмов, соответствующие этим шкалам усилий.

Методика испытания рулевых механизмов на трение и точность измерения

Рулевой механизм при испытании устанавливается так, чтобы рулевая сошка в нейтральном ее положении, соответствующем середине зацепления передаточной пары, располагалась по вертикали. При перемещении сошки из одного крайнего положения в другое шаровой палец перемещается по дуге круга, а связанный с ним шатун стэнда поворачивается около оси болтов пишущей части. Для того чтобы не получалось защемления стяжных болтов каретки пишущей части в направляющих втулках ползушки, необходимо, чтобы: а) ось вала сошки испытываемого руля располагалась параллельно оси болтов шатуна и б) центр шарового пальца сошки совпадал с центром шаровых подушек головки шатуна.

Для уменьшения трения между направляющими стяжными болтами каретки и втулками ползушки угол, составляемый осью шатуна при максимальных отклонениях относительно горизонтали, был бы минимальным. Это получается тогда, когда головка шатуна при вертикальном положении сошки смещена по высоте от горизонтали на такую же величину, как и при крайних ее положениях. Влияние веса сошки и части шатуна на записываемое усилие устраняется противовесом 2 (фиг. 79) с рычагом 3, укрепляемым на валу сошки



Фиг. 91. Диаграммы трения при различной регулировке руля с глобоидальной передачей.

под гайкой. При соблюдении указанных условий пишущий механизм запишет диаграмму трения, соответствующую или весьма близкую к действительным потерям в рулевом механизме.

Суждение о точности записываемых диаграмм устанавливается по их воспроизведению при испытании одного и того же руля и при одних и тех же условиях испытаний.

Сравнением одной диаграммы с другой путем наложения их одна на другую или путем многократной записи одной диаграммы на другой определяется точность их воспроизведения.

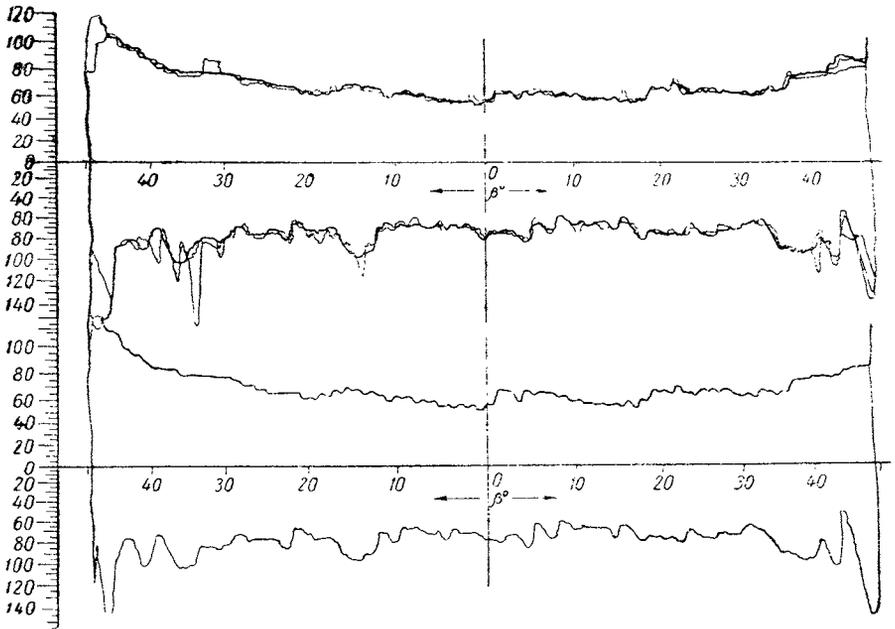
Суждение о точности записываемых диаграмм может быть получено путем сравнения действительной диаграммы с теоретической.

На фиг. 91 изображены четыре диаграммы трения руля с глобоидальной передачей, совмещенные по две одна на другой. Каждая пара диаграмм записана при различном трении в опорах червяка, вызываемом различной их затяжкой силой Q .

Испытываемый руль имеет малое трение, следовательно, незначительной должна получиться и разница в записываемых диаграммах.

Для большего выявления неточностей, получающихся при записи диаграмм, в пишущем механизме установлены слабые пружины. С такими пружинами, при которых получается крупный масштаб усилий и записаны указанные диаграммы трения.

Несмотря на это, даже при большой затяжке подшипников червяка разница в записанных диаграммах получается весьма малой.



Фиг. 92. Диаграммы трения руля с червячной передачей.

На фиг. 92 изображены диаграммы трения руля с червячной передачей грузового автомобиля. Диаграммы получены при одних и тех же условиях испытаний руля.

Чрезвычайно точное воспроизведение диаграмм на фиг. 92 и хорошее совпадение диаграмм при их совмещении (фиг. 91) свидетельствуют о достаточно точной работе записывающего механизма.

Сравнение записываемой диаграммы с теоретической (действительной) может быть осуществлено по данным испытаний такого рулевого механизма, который отличался бы постоянным трением. Такой особенностью отличается руль с червячной передачей, где и угол подъема витка червяка, а также и шаг, и угол наклона зубьев сектора имеют постоянные величины. Диаграммы трения для одного из таких рулей показаны на фиг. 93.

Усилие, записываемое пишущим механизмом в виде диаграммы, направлено вдоль оси шатуна 4 (см. фиг. 79).

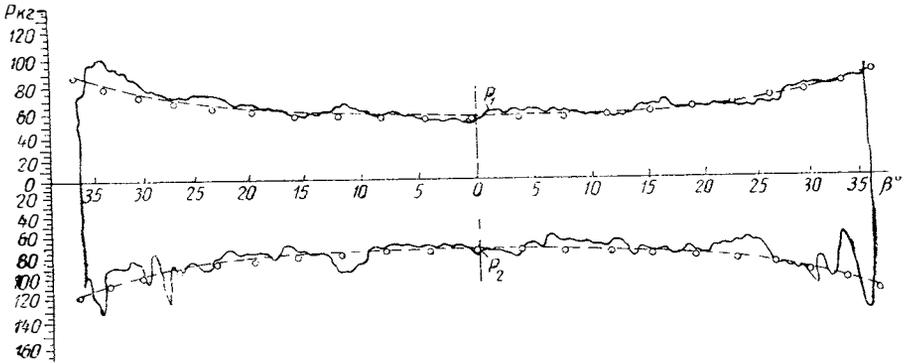
Если суммарный момент трения рулевого механизма, приведенный к вращению вала сошки, имеет постоянное значение, равное m , то усилие, действующее вдоль оси шатуна и преодолевающее этот момент трения в любом положении сошки, будет

$$P = \frac{m}{l \cos \beta}, \quad (84a)$$

где l — длина сошки;

β — угол, составляемый осью шатуна с касательной к окружности перемещения шарового пальца сошки.

Если при перемещении сошки вправо момент трения равен m_1 , а при перемещении ее влево он равен m_2 , то усилия, действующие



Фиг. 93. Экспериментальная и теоретическая диаграммы трения руля с червячной передачей.

вдоль оси шатуна, равные $P_1 = \frac{m_1}{l}$ и $P_2 = \frac{m_2}{l}$, будут равны записываемым на диаграмме усилиям в точке, соответствующей $\beta = 0$.

Во всех других положениях сошки эти усилия согласно принятым условиям определяются по формулам:

1) при перемещении сошки из крайнего левого положения в крайнее правое

$$P'_1 = \frac{P_1}{\cos \beta};$$

2) при перемещении сошки из крайнего правого в крайнее левое

$$P'_2 = \frac{P_2}{\cos \beta}.$$

На фиг. 93 сплошными линиями показана экспериментальная диаграмма трения руля с червячной передачей.

Из этой диаграммы находим, что усилие, действующее вдоль оси шатуна при $\beta = 0$, при перемещении сошки вправо равно $P_1 = 58 \text{ кг}$, а при перемещении ее влево $P_2 = 73 \text{ кг}$. По этим значениям, принимая моменты трения m_1 и m_2 в ту и другую стороны перемещения

сошки постоянными, по приведенным выше уравнениям определяем изменения усилий P'_1 и P'_2 в зависимости от угла поворота вала сошки β .

Диаграмма изменения усилий P'_1 и P'_2 при постоянных моментах трения m_1 и m_2 на фиг. 93 показана пунктирной линией.

Весьма близкое совпадение экспериментальной диаграммы трения с теоретической показывает, что пишущий механизм записывает потери на трение в рулевом механизме, близкие к действительным.

Разная величина моментов трения при перемещении сошки вправо и влево, а также и некоторые отклонения усилий от теоретических их значений в отдельных точках диаграммы трения, несомненно, имеют свои основания.

Методика испытания рулевых механизмов для определения к. п. д.

Для определения к. п. д. рулевого механизма экспериментальным путем один из его валов (в данном случае рулевой вал) должен быть нагружен крутящим моментом различной заранее заданной величины.

Нагрузка рулевого вала может производиться при помощи специального нагрузочного приспособления, описанного выше (см. фиг. 81 и 82).

Нагрузка рулевого вала крутящим моментом различной заранее заданной величины производится при помощи грузов. Таким образом величина крутящего момента, нагружающего рулевой вал, заранее известна.

Если при перемещении сошки, осуществляемом от электродвигателя, груз будет подниматься, то вал сошки является ведущим, а рулевой вал — ведомым. В этом случае усилие, действующее на палец сошки и записываемое пишущим механизмом, преодолевает трение в рулевом механизме и усилие, нагружающее рулевой вал.

Если же при перемещении сошки груз будет опускаться, то рулевой вал будет ведущим, а вал сошки — ведомым. В этом случае усилие, действующее на рулевой вал, преодолевает трение в рулевом механизме, и пишущий механизм запишет усилие с учетом этих потерь.

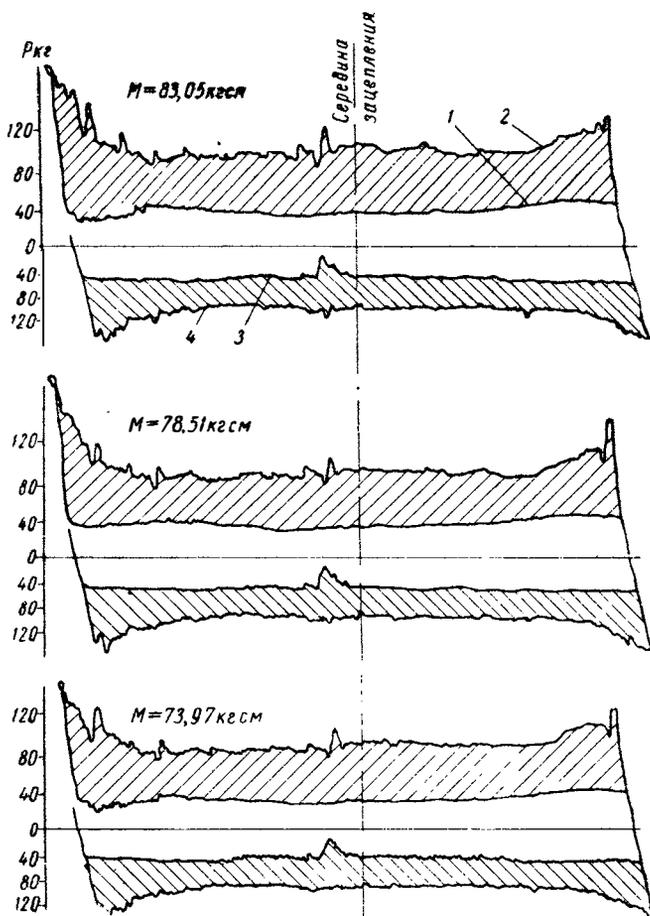
Совершенно очевидно, что прилагаемое к сошке от шатуна усилие при подъеме груза будет значительно больше усилия, действующего от сошки на шатун при опускании того же груза.

Для исследования передаточной пары с обеих сторон зацепления приспособление должно давать возможность производить нагрузку рулевого вала крутящим моментом различного направления. Для этого на шкив приспособления наматываются два троса в противоположных направлениях.

Величина крутящего момента, нагружающего вал сошки, и его изменение по углу его поворота определяются по величине и изменению усилия, прилагаемого к пальцу сошки и записываемого в виде диаграммы пишущим механизмом стенда.

Таким образом могут быть получены все данные для определения прямого и обратного к. п. д. рулевого механизма.

На фиг. 94 изображены три диаграммы трения, записанные на стенде при трех различных крутящих моментах на рулевом валу для экспериментального грузового автомобиля ЗИС-15.



Фиг. 94. Диаграммы трения для определения к. п. д. рулевого механизма.

Верхние кривые 1 и 2, расположенные над нулевой линией, представляют собой изменение усилий P_1 и P_2 , прилагаемых к сошке соответственно при опускании и подъеме груза при нагрузке рулевого вала крутящим моментом одного направления. При этом соприкосновение деталей передаточной пары происходит одной стороной их профилей.

Нижние кривые 3 и 4 представляют собой изменение усилий P_1 и P_2 при опускании и подъеме груза при нагрузке рулевого вала кру-

тящим моментом другого направления. Соприкосновение деталей передаточной пары происходит при этом другой стороной их профилей. Когда груз опускается, записываемое усилие равно

$$P_1 = \frac{M i_\omega \eta_1}{l \cos \beta}, \quad (85)$$

где M — крутящий момент на рулевом валу;

i_ω — угловое передаточное число рулевого механизма;

η_1 — прямой к. п. д.;

l — длина сошки;

β — угол смещения сошки от вертикального положения.

Когда груз поднимается, записываемое усилие равно

$$P_2 = \frac{M i_\omega}{\eta_2 l \cos \beta}, \quad (86)$$

где η_2 — обратный к. п. д.

Совершенно очевидно, что прилагаемое к сошке усилие при опускании груза P_1 будет меньше усилия P_2 , записываемого при подъеме того же груза.

Зная эти усилия из записываемой диаграммы, к. п. д. рулевого механизма определяют по следующим формулам: прямой к. п. д.

$$\eta_1 = \frac{P_1 l \cos \beta}{M i_\omega}; \quad (87)$$

обратный к. п. д.

$$\eta_2 = \frac{M i_\omega}{P_2 l \cos \beta}. \quad (88)$$

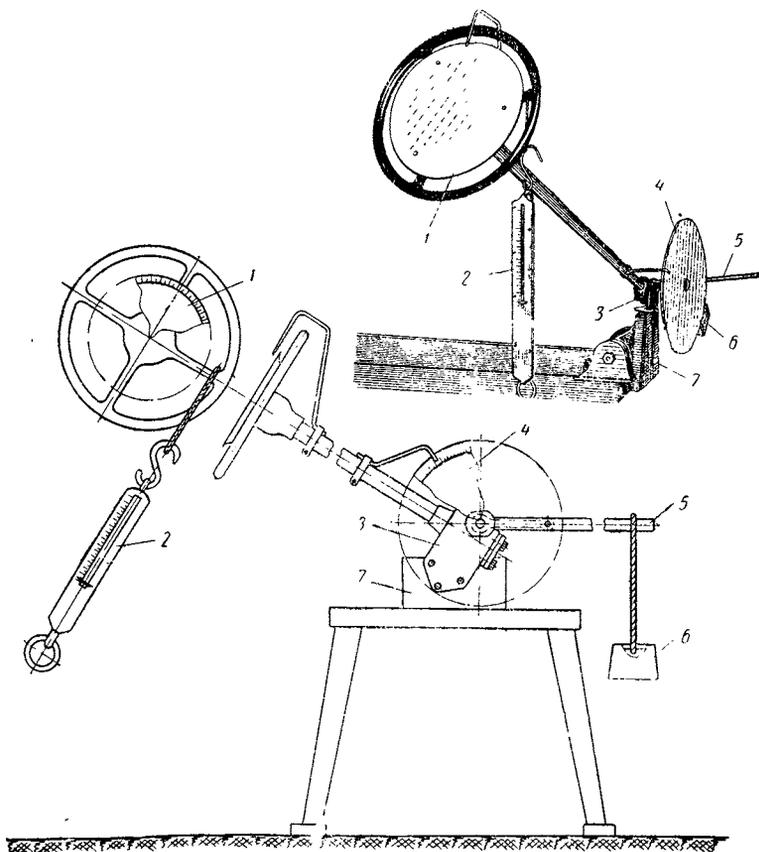
В зарубежной практике¹ также делались попытки вопрос к. п. д. разрешить экспериментальным путем.

Конструктивная схема и общий вид применяемого приспособления, на котором определялись значения к. п. д., изображены на фиг. 95.

Рулевой механизм 3 укреплен на кронштейне 7. На валу сошки укрепляется рычаг 5, к которому подвешивается груз 6. Динамометр 2 подвешивается одним концом к спице рулевого колеса, а другим концом — к неподвижной опоре.

При перемещении груза по длине рычага производится отметка показаний динамометра 2. По получаемым таким образом данным при известном передаточном числе рулевого механизма и известных расстояниях приложения сил до осей поворота валов могут быть определены величины прямого и обратного к. п. д.

Основным недостатком этого приспособления является то, что при наличии в испытуемом рулевом механизме поверхностей со скользящим трением получение данных для к. п. д. производится при трении покоя, а не скольжения, что может в значительной степени исказить действительные значения определяемого к. п. д.



Фиг. 95. Простейшие приспособления для определения к. п. д. рулевого механизма и передаточного числа.

Кроме того, данные по определению к. п. д. получают лишь в отдельных точках линии зацепления передаточной пары, в то время как описанный выше стенд, выполненный в НАМИ, записывает величину усилия и его изменение в виде диаграммы по всей длине линии зацепления передаточной пары в обоих направлениях передачи усилия (от рулевого колеса к сошке и обратно от сошки к рулевому колесу) и в обоих направлениях действия крутящих моментов на валах.

ОЦЕНКА РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ПО ЗАЗОРАМ В ПЕРЕДАЧЕ И ПО ПРИРАЩЕНИЮ РАДИУСА БЕЗЗАБОРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Определение зазоров в передаче и анализ различных способов их замеров

В отличие от известного способа определения «люфта» по углу поворота рулевого колеса при неподвижной рулевой сошке автор предлагает давать оценку конструктивных особенностей передачи *по холостому ходу* сошки при неподвижном рулевом колесе.

При вращении рулевого колеса потери на трение в рулевом механизме незначительны при большом передаточном числе. При этом чрезвычайно трудно обеспечить неподвижность рулевой сошки при «выбирании» зазора путем поворота рулевого колеса. Такой способ не дает сколько-нибудь удовлетворительных результатов.

При повороте рулевого механизма за сошку благодаря значительному со стороны сошки трению в передаче при большом передаточном числе рулевое колесо остается неподвижным при приложении к рулевой сошке сравнительно малых сил при ее перемещении в пределах «выбирания» зазора. Результаты измерений в этом случае отличаются большой точностью.

Поэтому способ измерений зазоров в передаче со стороны сошки, а не со стороны рулевого колеса следует считать более правильным.

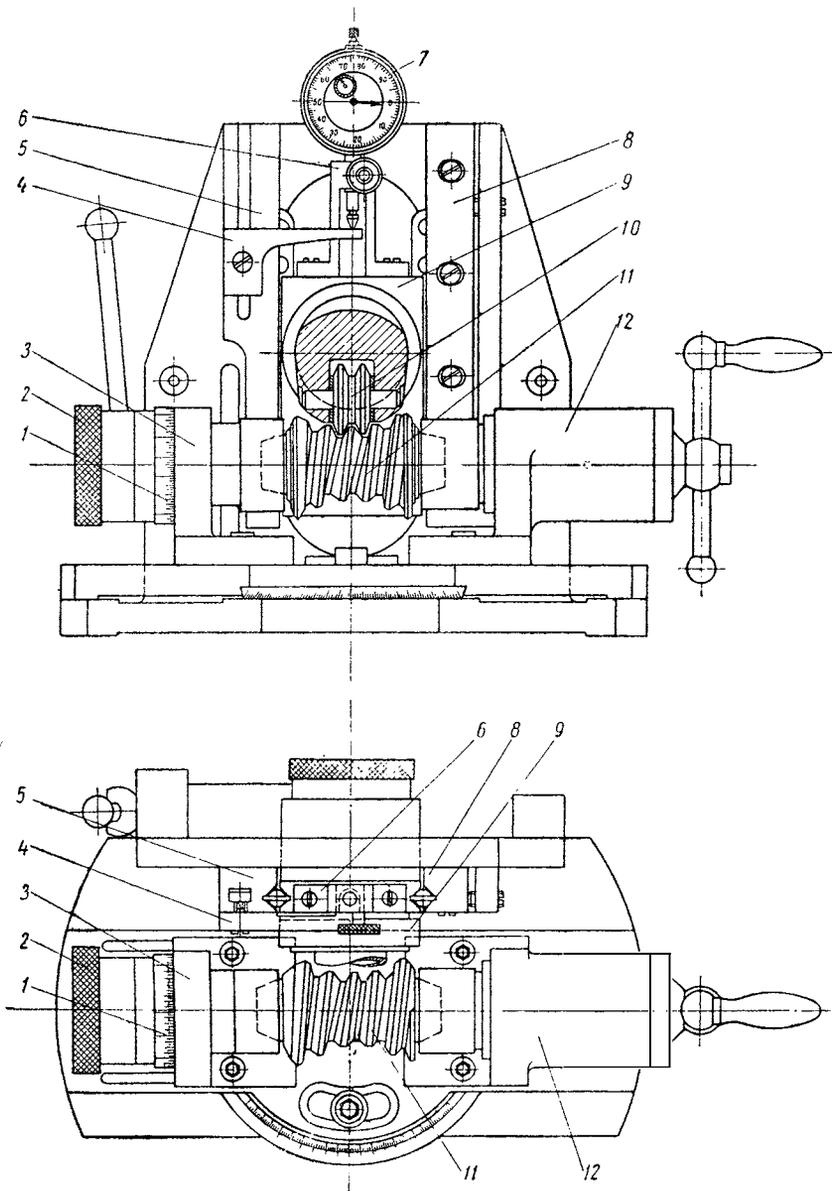
Холостой ход сошки, характеризующий величину зазора в передаче, во втором способе определяется не в отдельных точках, а по всей длине линии зацепления передаточной пары.

В рулевом механизме с глобоидальной передачей изменение зазоров зависит исключительно от изменения радиуса зацепления при беззазорном соприкосновении деталей передаточной пары. Поэтому оценку особенностей передачи таких конструкций рулевых механизмов автором предложено производить *по приращению радиуса беззазорного зацепления*.

При нарезке глобоидального червяка расположение среднего его сечения относительно опор (его концов) контролируется в производстве при помощи специального прибора. Правильность же расположения этого сечения червяка относительно оси вала сошки в сборе с картером руля и исследование влияния этого расположения на зацепление ни в производстве, ни при лабораторных исследованиях не производятся. Точно так же ни в литературе, ни в заводских инструкционных материалах не встречается описаний приборов или приспособлений, предназначенных для этих целей.

Применяемый в условиях производства прибор для контроля нарезки червяка и при наладке станка основан на том, что при перекатывании применяющегося в нем ролика по витку червяка салазки, на которых установлен валик с роликом, перемещаются только по одной прямой, перпендикулярной оси червяка при всех положениях ролика.

Общий вид одного из приборов, применяемых для производственного контроля глобоидальных червяков, изображен на фиг. 96.



Фиг. 96. Прибор для производственного контроля глобоидальных червяков.

Здесь глобоидальный червяк *11* установлен на двух опорах *3* и *12*, из которых одна (*3*) является неподвижной (базовой).

С витком червяка зацепляется ролик *10*, установленный в головке вала. Последний располагается в ползушке на опорах и может в них поворачиваться.

Радиус зацепления при этих условиях соответствует действительному. Ползушка *9* перемещается по вертикальным направляющим *5* и *8* на шариках. Ролик прижимается к витку червяка силой собственного веса ползушки вместе с валом. Поворот червяка производится за головку *2* на определенные углы, отсчитываемые по шкале *1*.

Ввиду того что радиус зацепления меньше начального радиуса нарезки червяка, то при его повороте ползушка с валом и роликом будет перемещаться по направляющим. Величина этого перемещения отмечается индикатором *7*, укрепленным на стойке *6* и перемещающимся вместе с ползушкой. Ножка индикатора упирается в лапку *4*, прикрепленную к направляющей *5*. В некоторых конструкциях таких приборов изменение перемещения ползушки с роликом записывается в виде диаграммы.

Соединение головки *2* с глобоидальным червяком осуществляется при помощи шлицованного конца вала, заходящего в шлицованную часть червяка.

Так как шлицы выполняются в нижней части червяка, то базовой опорой червяка в сочетании с этим прибором получается нижняя опора.

Под базовой опорой или поверхностью подразумевается та опора или поверхность, относительно которой производится измерение. В современных конструкциях рулевых механизмов с глобоидальным червяком базовой поверхностью является верхняя опора червяка.

Вследствие этого несоответствия и получаются в условиях производства погрешности в расположении оси вала сошки относительно плоскости среднего сечения червяка.

Получаемые посредством этого прибора данные не дают ни действительного изменения радиуса беззазорного зацепления, ни изменения зазоров в передаче, а следовательно, не могут характеризовать и конструктивных особенностей передачи. Действительное изменение зазоров получается тогда, когда ролик перемещается по радиусу от оси вала (в головке которого установлен ролик) по направлению к начальной образующей дуге глобоидального червяка.

Величина действительного радиуса зацепления в силу особенностей глобоидальной передачи выполняется меньшей, чем радиус начальной образующей дуги глобоида.

Поэтому величина радиуса беззазорного зацепления значительно изменяется по углу поворота червяка.

Изменение величины радиуса будет еще более значительным, если кроме имеющегося радиального смещения осей будет еще и осевое смещение червяка, при котором ось вала сошки не располагается в плоскости среднего — наименьшего — сечения червяка. Это

особенно легко может произойти в тех конструкциях, где середина зацепления не регулируется. Для рулевого механизма с глобоидальной передачей указанный оценочный критерий отличается от известных, и его определение и пользование им для отдельных осуществленных конструкций рулевых механизмов имеет большое практическое значение.

Между зазором ΔS в передаче и соответствующим ему приращением радиуса беззазорного зацепления ΔR была найдена зависимость [формула (50)]

$$\Delta S = 2\Delta R \operatorname{tg} \delta,$$

где δ — половина угла, составляемого внутренними сторонами лунки ролика.

Конструкция стенда для записи холостого хода сошки рулевого механизма (зазорограф)

Данный стенд записывает в виде линии величину холостого хода сошки, обозначающего в некотором масштабе величину зазоров в данной точке линии зацепления передаточной пары.

При повороте рулевого колеса записывается холостой ход сошки в целом ряде точек, и ординаты записываемых линий образуют кривую изменения зазоров по всей длине линии зацепления передаточной пары.

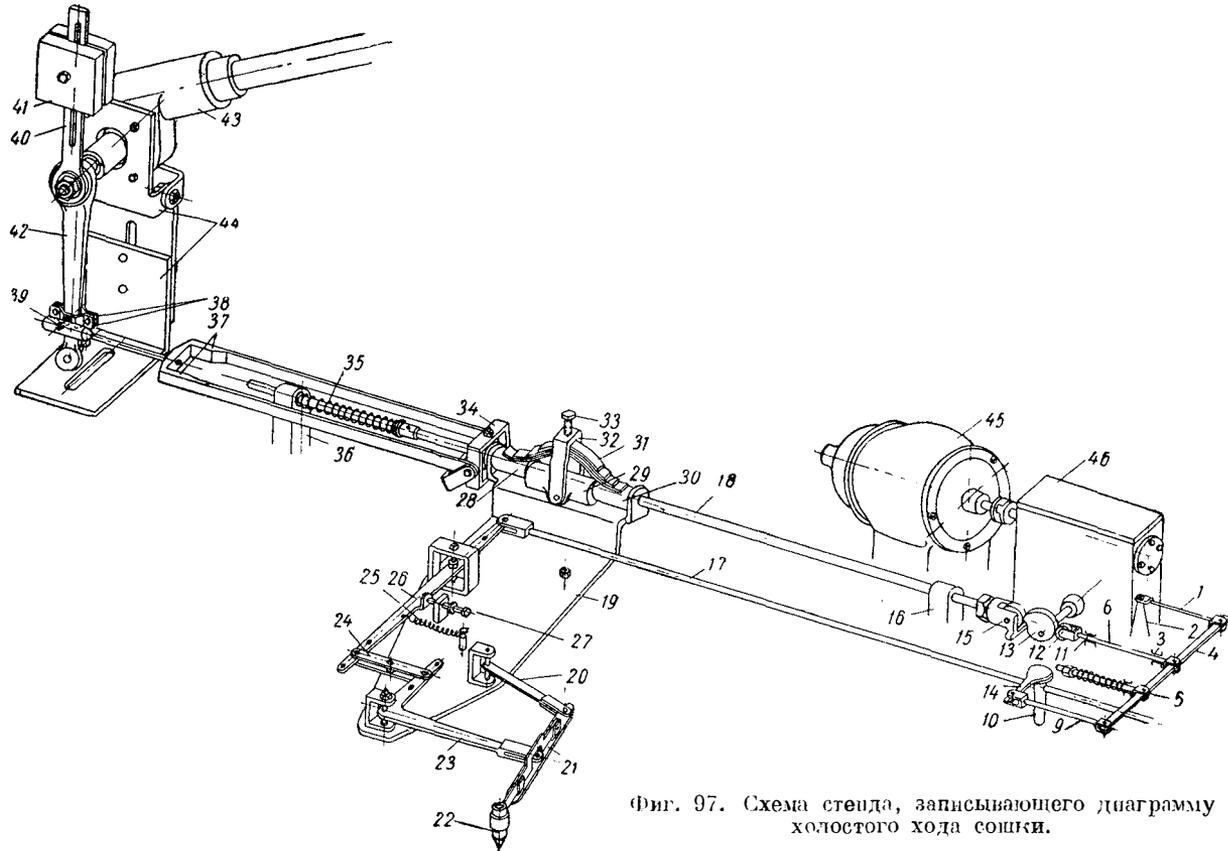
Иногда в заводской и эксплуатационной практике измерение холостого хода сошки производится визуальным наблюдением при помощи индикатора. В этом случае при каждом последующем наблюдении отклонений индикатора нужно переставлять его вместе с держателем так, чтобы относительное расположение сошки и индикатора было одинаковым при всех замерах.

Такой способ получается весьма трудоемким, и зазоры определяются лишь в отдельных точках зацепления передаточной пары, отстоящих одна от другой на значительном расстоянии.

Разработанный автором стенд предназначен для:

- 1) установления конструктивных особенностей передачи и сравнительной оценки по этому признаку рулей различных конструкций;
- 2) исследования влияния конструктивных и производственных факторов на зацепление передаточной пары;
- 3) производственного контроля червяков для наладки станков при их нарезке и для контроля передачи при сборке рулевого механизма.

Конструктивная схема стенда приведена на фиг. 97. От электродвигателя 45 через червячную передачу редуктора 46 при помощи специального кулачка или эксцентрика 13 и оттяжной пружины 35 беспрерывно перемещается вперед и назад стержень 18 с роликом 15, установленный на неподвижных опорах 16 и 36. На этом стержне установлена ползушка 19, которая при помощи вильчатого шатуна 37 соединена с сошкой 42 испытываемого руля 43, укрепленного на



Фиг. 97. Схема стѣнда, записывающего диаграмму холостого хода сошки.

кронштейне 44. Концы рычагов вильчатого шатуна связаны с ползушкой 19 при помощи жесткой распорной скобы и карданного шарнира 34.

Головка шатуна для уменьшения веса выполнена весьма малой, а к сошке укрепляется хомутик 38 с шариком 39, который и располагается между шаровыми подушками головки.

Нажатие одной детали передаточной пары руля на другую при выборе зазора должно производиться одинаковой силой.

Выбор зазора в передаче осуществляется силой трения, создаваемой между стержнем 18 и ползушкой 19.

Для этого на стержне установлены три втулки, из которых две крайние 28 и 30 укреплены на ушках ползушки 19 неподвижно. Третья втулка — средняя 29 — имеет радиальное перемещение относительно крайних и поджимается посредством скобы 32 и рессорки 31. Величина силы трения, возникающей между стержнем и втулками, регулируется винтом 33 через рессору 31.

Сила P_a , необходимая для выбора зазора в рулевом механизме, преодолевает момент трения m в опорах вала сошки и сальнике, составляющую части веса сошки с кривошипом или сектором P_c и составляющую части веса шатуна P_u .

В зависимости от угла наклона сошки β эта сила будет иметь различную величину и определяется из уравнения

$$P_a = (P_c + P_u) \operatorname{tg} \beta + \frac{m}{l \cos \beta}. \quad (89)$$

Момент трения в опорах вала сошки m имеет сравнительно малую, но постоянную величину. Малую величину имеет и составляющая части веса шатуна P_u . Поэтому основное влияние на величину силы P_a будет оказывать составляющая силы веса сошки P_c .

Составляющие сил P_c и P_u в представленной схеме уравновешиваются противовесом 41, укрепленным на рычаге 40, вследствие чего сила, необходимая для «выбирания» зазора, будет равна $\frac{m}{l \cos \beta}$.

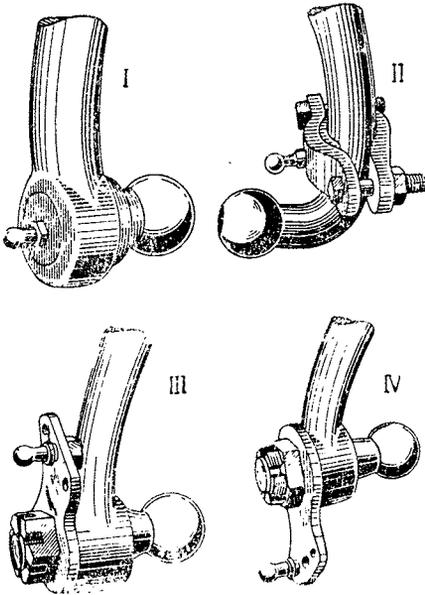
Для получения уравновешивающего момента различной величины противовес выполнен из двух частей и может перемещаться в прорези рычага 40, который укрепляется на валу сошки под его гайкой.

При перемещении стержня кулачком ползушка, связанная с сошкой посредством шатуна, увлекается силой трения и перемещается на величину, допускаемую имеющимся в передаче зазором. На остальной длине хода стержня, сообщаемого кулачком, происходит скольжение между втулками ползушки и стержнем.

Тот же процесс происходит и при перемещении стержня посредством оттяжной пружины в другую сторону.

Шарик для головки шатуна может быть укреплен на сошке различными способами. Применяющиеся в НАМИ способы крепления шарового пальца при испытании рулей разных конструкций изображены на фиг. 98.

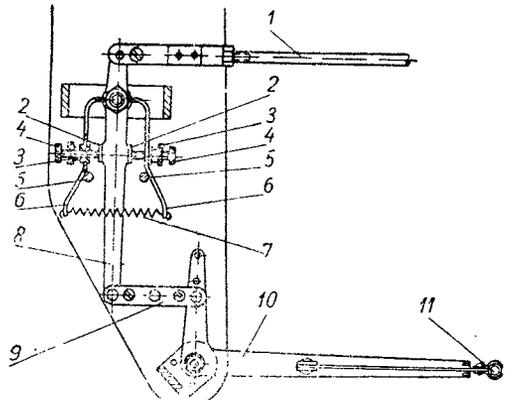
Величина перемещения шатуна с ползушкой для данной точки зацепления передаточной пары должна быть записана в виде линии на диаграмме. Для этой цели служит записывающий механизм, который может быть выполнен из одного двуплечего рычажка и одного углового, связанных промежуточным рычажком (серьгой). Записывающее перо при этом будет перемещаться по дуге круга. Такой записывающий механизм изображен на фиг. 99.



Фиг. 98. Способы крепления шарика на сошке.

тяги 17, которая проходит через стойку 10 (фиг. 97) и в нужный момент зажимается винтом с рычагом 14. Если в одной точке линии зацепления записываемая пером линия будет располагаться с одной стороны нулевой линии, а в другой точке — с другой ее стороны, то судить о величине и характере изменения зазоров в передаче не представляется возможным. Поэтому пишущее перо должно иметь вполне определенное начальное положение, от которого начинается запись и в которое оно должно возвратиться в конце записи зазора.

Для этого двуплечий рычажок оттягивается пружиной 25 до упора ушка этого рычажка в регулировочный винт 27, чем и определяется начальное положение пера (фиг. 97).



Фиг. 99. Механизм, записывающий двухстороннюю и одностороннюю диаграммы.

Затяжка и освобождение тяги также должны происходить в один и тот же момент за каждый оборот кулачка.

В зависимости от формы последнего и моментов закрепления и освобождения тяги диаграмма изменения зазоров в передаче может быть расположена с двух сторон от нулевой линии или с одной ее стороны. При одностороннем расположении записываемой диаграммы она может лежать над нулевой линией или под ней.

Для получения диаграммы зазоров, расположенной по обе стороны от нулевой линии, а также в ту или другую сторону от нее, записывающий механизм должен иметь специальное устройство. Записывающее перо должно, во-первых, перемещаться как в одну, так и в другую сторону от нулевой линии и, во-вторых, возвращаться на нулевую линию при перемещении его как с одной, так и с другой стороны записываемой диаграммы. Для этой цели на ось двуплечего рычажка устанавливается шарнирная вилка, рычаги которой 6 стягиваются пружинкой 7 (фиг. 99).

Двуплечий рычажок 8 имеет два ушка 2, в которые упираются регулировочные винты 4, ввернутые в рычажки шарнирной вилки 6 и затянутые контргайками 3. С другой стороны, рычажки вилки 6, стягиваемые пружинкой 7, упираются в неподвижные стойки 5, которые и определяют нулевое положение двуплечего рычажка.

Регулировочные винты 4 должны быть подвернуты в рычажках вилки так, чтобы не было зазора как между ними и ушками рычажка, так и между стойками 5 и рычажками шарнирной вилки. При этом условии двуплечий рычажок всегда будет занимать одно и то же нулевое положение.

При повороте двуплечего рычажка в ту или другую сторону вместе с ним поворачивается и один рычаг шарнирной вилки. Другой ее рычаг, удерживаемый упорной стойкой, остается неподвижным. Обратное перемещение двуплечего рычажка происходит под действием пружинки, которая оттягивает рычаг вилки до упора в другую сторону. Этот рычаг через регулировочный винт воздействует на двуплечий рычаг, который, дойдя до нулевого положения, упирается своим ушком в регулировочный винт второго рычага шарнирной вилки.

Диаграммы зазоров, записанные вверх от нулевой линии, вниз и в обе стороны от нее, изображены на фиг. 100.

При перемещении пера по дуге круга конечные точки записываемых им линий, образующие кривую изменения зазора, отклоняются от вертикали в начальных точках на нулевой линии.

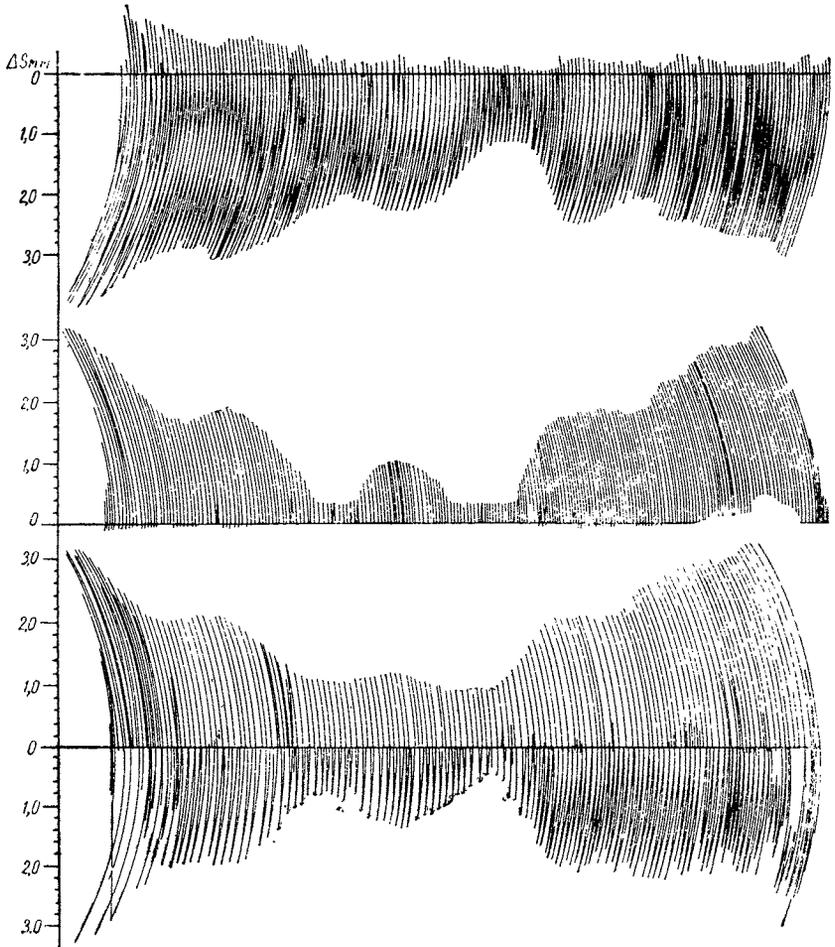
Чем больше размах пера, тем больше его отклонение от начального положения, и кривая изменения зазора по длине линии зацепления передаточной пары получается чрезвычайно искаженной, что и видно из диаграмм, приведенных на фиг. 100.

Это обстоятельство чрезвычайно затрудняет их обработку, а также и сравнение диаграмм, записанных для рулей различных конструкций.

С этой точки зрения необходимо, чтобы перо 22 записывало прямолинейные отрезки и перпендикулярные нулевой линии.

Такая запись может быть осуществлена при помощи рычажной системы, выполненной по другой схеме, в виде шарнирного четырехугольника.

Для этого второй конец углового рычажка 23 (фиг. 97) связан с коромыслом 21, на одном конце которого шарнирно укреплён



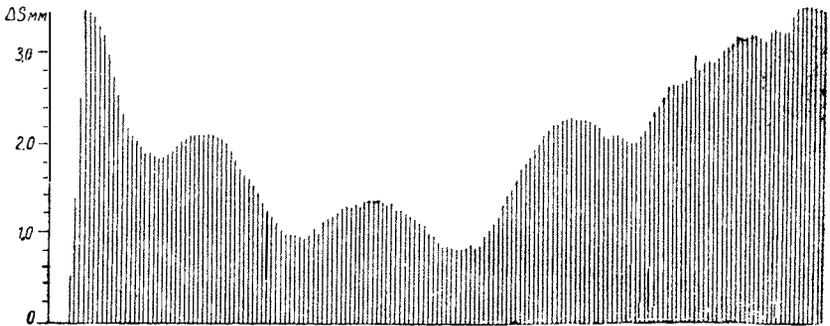
Фиг. 100. Диаграммы холостого хода сошки с различным их расположением относительно нулевой линии.

поддерживающий рычажок 20, а на другом конце установлено перо 22, записывающее холостой ход сошки, соответствующий зазору в данной точке зацепления передаточной пары. Для удобства пользования перо выполнено откидным, что и осуществляется при помощи кулачка.

Такую прямолинейную диаграмму и записывает пишущая система, изображенная на схеме стенда (фиг. 97).

Диаграмма изменения зазоров, записанная пишущей системой выполненной по второй схеме, изображена на фиг. 101. Записываемые здесь пером линии весьма близки к прямым и перпендикулярны нулевой линии, вследствие чего кривая получается достаточно точной.

Механизм, обеспечивающий закрепление и освобождение тяги в определенные моменты, изображен на схеме справа (фиг. 97). На стержне *б*, расположенном в опорах *з* и *11*, на одном его конце укреплен вилка с роликом *12*, а на другом конце укреплено шарнирно коромысло *4*. Последнее с одной стороны через тягу *1* соединяется



Фиг. 101. Диаграмма холостого хода сошки с прямолинейным перемещением пера.

с неподвижной опорой *2*, а с другой стороны — тягой *9* с рычагом *14* зажимного винта.

Стержень с роликом может прижиматься пружиной *8* или к основному кулачку *13*, как это и выполнено на прилагаемой схеме, или к самостоятельному кулачку, расположенному рядом с основным. Тяга пружины соединяется с рычагом винтом *5*.

Таким образом, зажимной рычаг *14* и тяга *17* освобождаются принудительно кулачком, а затяжка тяги винтом производится посредством пружины.

В связи с тем, что в рассматриваемом стенде применяется один кулачок, его профиль должен быть достаточно сложным.

Весь процесс записи зазора, происходящий за один оборот кулачка, разбивается на следующие фазы.

1. Выбирание зазора в передаче руля и запись его величины.
2. Выбирание зазора в передаче руля в обратном направлении и возвращение записывающего пера в начальное положение.
3. Освобождение запорной тяги от затяжки и поворот вручную рулевого колеса на желаемый угол для записи зазора в новой точке зацепления передаточной пары.

За первые две фазы рулевое колесо остается неподвижным. Наиболее точная запись величины зазора будет происходить тогда, когда записывающее перо перемещается с постоянной или с уменьшающейся скоростью при всех значениях зазоров.

Если обозначить через ρ изменяющийся радиус кулачка, а через φ — угол его поворота, то скорость v , выраженная в полярных координатах, с которой будет перемещаться записывающий механизм, будет выражаться уравнением

$$v = \frac{d\rho}{d\varphi}. \quad (90)$$

Представив это уравнение в виде

$$d\rho = v d\varphi$$

и принимая скорость v постоянной и равной c путем интегрирования от 0 до φ , получим

$$\rho = c\varphi. \quad (91)$$

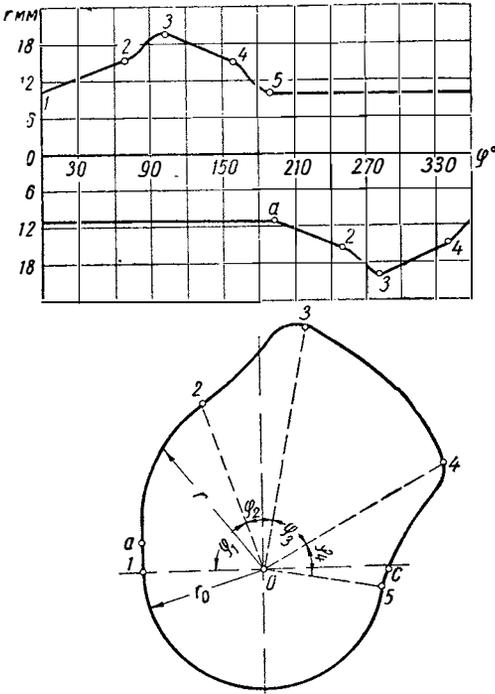
Полученное уравнение представляет собой уравнение архимедовой спирали, по которой должна быть очерчена восходящая часть профиля кулачка. Если кулачок должен быть построен на начальной окружности радиуса r_0 , то уравнение восходящей части профиля будет иметь вид

$$r = r_0 + c\varphi. \quad (92)$$

Перемещение записывающего пера от нуля до

максимального отклонения производится принудительно при помощи кулачка. Обратное его движение происходит под действием пружинки 25 (фиг. 97) и может быть или свободно падающим, или ограниченным, совершающимся по профилю кулачка. При свободном падении, совершаемом под действием пружинки, записывающее перо по инерции заходит за нулевую линию и тем больше, чем больше ход пера.

На фиг. 100 показана диаграмма 1, записанная с переходом за нулевую линию. Чтобы исключить ненужные записи за нулевую линию, обратное перемещение записывающего пера должно быть ограниченным, совершающимся по нисходящей части профиля кулачка, очерченной по той же кривой, что и восходящая часть. Кулачок с таким профилем изображен на фиг. 102. На этой же фигуре изображены кривые изменения радиуса кулачка (верхняя кривая) и расстояния от центра кулачка до запорного ролика (нижняя кривая).



Фиг. 102. Кулачок зазораграфа и кривые, определяющие его форму.

Запись диаграмм зазоров производится на бумаге, которая располагается на столике, прикрепленном к основанию стенда под пишущим механизмом. Для удобства работы применяется длинная лента бумаги, которая намотана на валик, проходит поверх столика и по мере записи диаграмм сматывается с первого валика и наматывается на другой валик.

Такой стенд выполнен автором в НАМИ.

При повороте рулевого колеса испытываемого рулевого механизма на больший или меньший угол соответственно будут записываться ординаты диаграммы зазоров в передаче, а следовательно, менее точно или более точно они будут отображать действительный характер их изменения.

Пять диаграмм изменения зазоров в передаче одного и того же руля, записанные с разной частотой расположения ординат, изображены на фиг. 103.

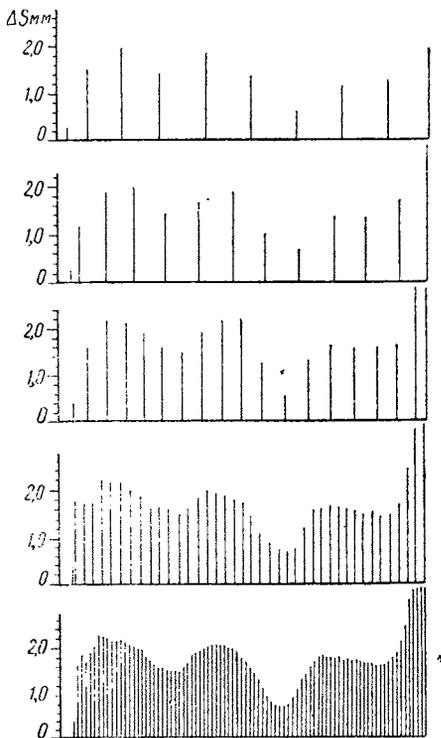
Эти диаграммы показывают, что чем чаще располагаются ординаты зазоров, тем точнее получается кривая их изменения по длине линии зацепления.

Суждение о точности воспроизведения записываемых диаграмм можно получить только при сравнительном их сопоставлении. На фиг. 104 изображены пять диаграмм зазоров, записанных на этом стенде при испытании одного и того же руля с глобоидальной передачей (ГАЗ-М1) при одних и тех же условиях.

Результаты испытаний на этом стенде рулей различных конструкций показывают, что приведенный выше оценочный критерий — характер изменения зазоров в передаче — действительно характеризует испытываемые объекты, а стенд обеспечивает достаточную точность.

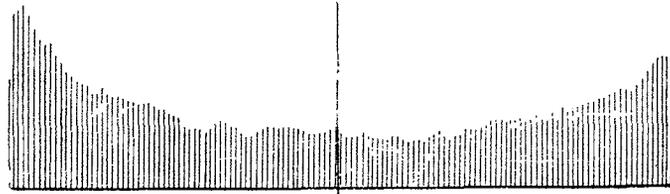
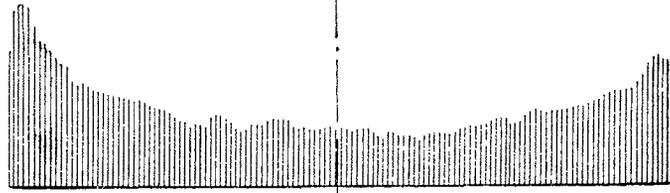
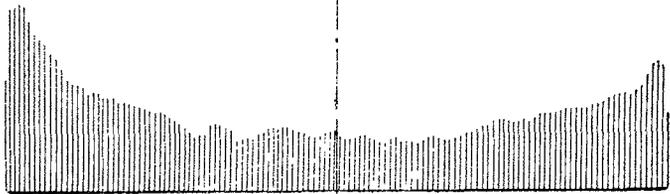
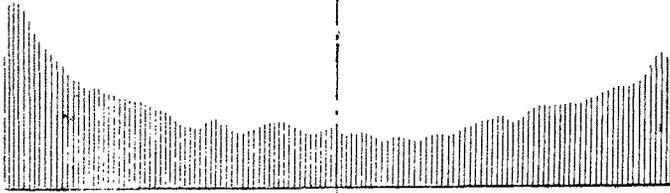
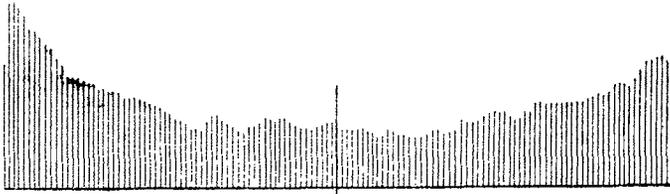
Тарировка пишущего механизма зазораграфа

Каждому перемещению пера соответствует вполне определенное перемещение шатуна и пишущей системы. Зависимость между этими перемещениями определяется тарировкой. Перемещение пера при этом записывается на бумаге, а перемещение пишущей системы замеряется индикатором. Последний прикрепляется на стойке



Фиг. 103. Диаграммы холостого хода сошки с различной частотой записи зазоров.

0.5 mm

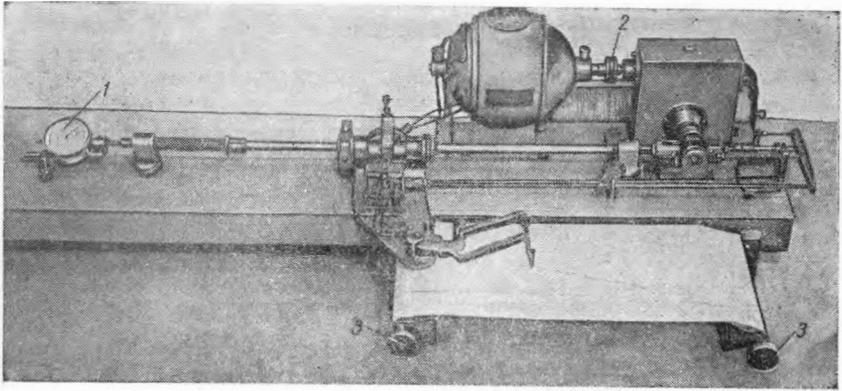


β°

Фиг. 104. Диаграммы, характеризующие достаточную точность записи изменения зазоров.

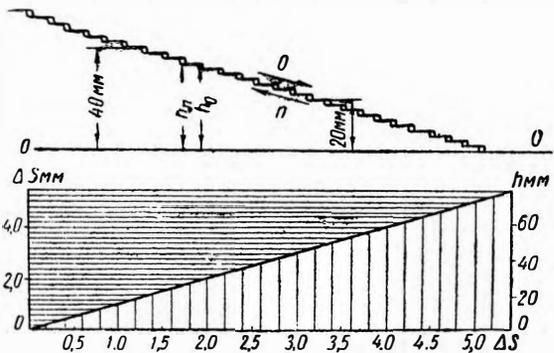
посредством хомутиков к основанию станда так, что подвижной его стержень упирается в торец стержня пишущей системы.

При перемещении стержня пишущей системы посредством кулачка до нужного показания индикатора пишущее перо отклонится на



Фиг. 105. Общий вид станда при тарировке записывающего механизма.

определенную величину. Для фиксации этого положения пера бумага должна быть перемещена так, чтобы перо записало отрезок прямой линии, параллельной нулевой линии. Бумага при этом должна иметь возможность перемещаться вдоль столика в обе стороны. Для этой цели продольные валики для бумаги снимаются, а вместо их к торцам основания столика укрепляются кронштейны с валиками для бумажной ленты.



Фиг. 106. Тарировочная диаграмма и построение шкалы.

Общий вид станда для тарировки изображен на фиг. 105. Здесь

цифрой 1 обозначен индикатор для замера перемещений пишущей системы и цифрой 3 — валики с бумагой.

По значениям показаний индикатора, откладываемых по оси абсцисс и по величине отклонений пишущего пера, откладываемых по оси ординат и замеряемых по записанной тарировочной диаграмме, строится соответствующая кривая.

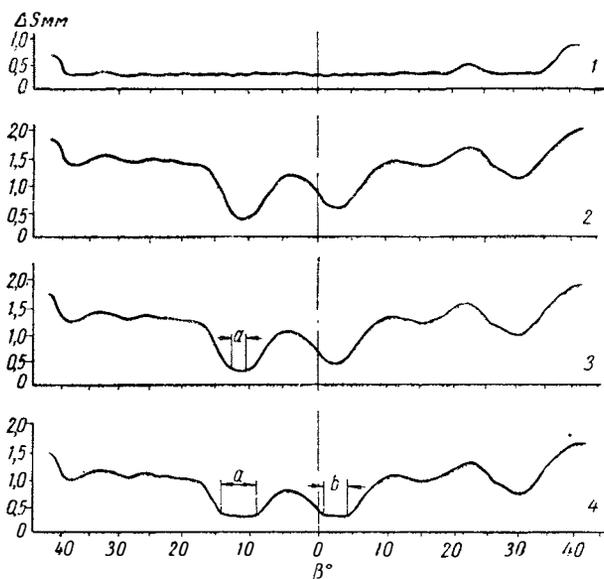
Разделив на построенной кривой ось абсцисс прямыми на равные отрезки и перенося точки их пересечения с построенной кривой на

ось ординат, получаем искомую шкалу перемещений пишущего пера.

Тарировочная диаграмма и построение шкалы изображены на фиг. 106.

Методика испытаний по определению зазоров в передаче рулевых механизмов

Если испытываемый рулевой механизм отрегулировать с предварительным натягом или с беззазорным зацеплением передаточной пары, то записываемая при этих условиях диаграмма изменения зазоров не будет отражать действительных конструктивных особенностей передачи.



Фиг. 107. Кривые холостого хода сошки, характеризующие различные состояния зацепления передаточной пары:

1 — при рекомендованной заводом регулировке зацепления; 2 — при изменении зазора без предварительного натяга передаточной пары, т. е. с зазором по всей длине линии зацепления; 3 — при беззазорном соприкосновении деталей передаточной пары на небольшом участке их зацепления (a), но без натяга; 4 — при незначительном натяге передаточной пары на двух небольших участках ее зацепления (a и b).

При большом передаточном числе рулевого механизма предварительный натяг деталей передаточной пары почти не ощущается на ободу рулевого колеса при его повороте. Поэтому записываемая диаграмма может получиться искаженной на тех участках, где соприкосновение передаточной пары происходит без зазора или с натягом.

Основное значение в записываемых диаграммах имеет форма кривой изменения зазора и его величина по отношению к минимальному значению в той или иной точке зацепления. Величина же

минимального зазора между зацепляющимися деталями может быть отрегулирована тем или иным способом (в зависимости от конструкции рулевого механизма).

Для получения действительного изменения зазора в передаточной паре рулевого механизма запись диаграммы должна производиться хотя и с небольшим, но с зазором по всей длине линии зацепления.

В качестве примера на фиг. 107 изображены диаграммы изменения зазоров с различной степенью регулировки зацепления передаточной пары.

Диаграмма 1 (фиг. 107) вследствие достаточно большой затяжки деталей почти по всей длине зацепления передаточной пары регистрирует зазор только в оборах вала сошки и совершенно не отражает изменения возможного зазора в передаче.

Диаграммы 2, 3 и 4 на фиг. 107 показывают, что форма кривой не меняется за исключением тех участков *a* и *b*, где зацепление происходит без зазора или с предварительным натягом деталей передаточной пары.

При выборе зазора в рулевой передаче пишущая система станда записывает проекцию дуги, описываемой шаровым пальцем, укрепленным на сошке на расстоянии l_x от оси ее поворота, и равную Δ .

Величина проекции дуги Δ зависит от длины плеча сошки l_x и угла ее поворота β . Поэтому наибольший интерес будет представлять угловой зазор δ , т. е. угол, на который поворачивается сошка в каждой точке зацепления передаточной пары рулевого механизма. Схема для определения углового зазора δ изображена на фиг. 108.

Согласно приведенным обозначениям значение хорды Δ_0 , на которую опирается угол зазора δ , определяется из уравнения

$$\Delta_0 = \frac{\Delta}{\cos\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right)}. \quad (93)$$

С другой стороны, при длине сошки l_x он равен

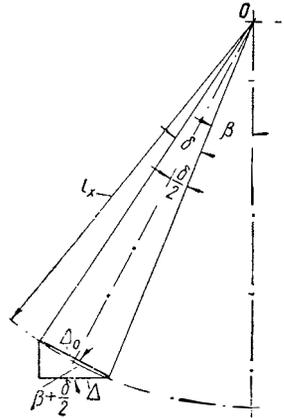
$$\Delta_0 = 2l_x \sin \frac{\delta}{2}. \quad (94)$$

Решая оба уравнения совместно, получим

$$\Delta = 2l_x \sin \frac{\delta}{2} \cos\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right)$$

или

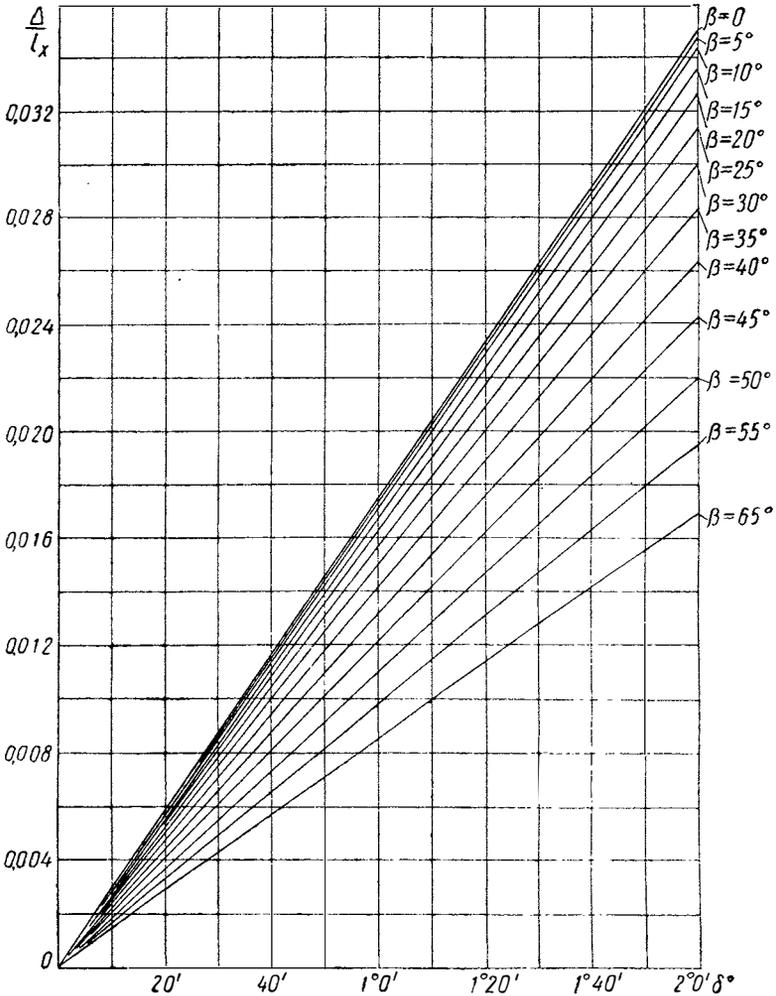
$$\frac{\Delta}{l_x} = 2 \sin \frac{\delta}{2} \cos\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right) = \sin(\beta + \delta) - \sin \beta. \quad (95)$$



Фиг. 108. Схема для определения холостого угла поворота вала сошки:

O — ось вала сошки.

При выводе последнего уравнения не учтено влияние угла отклонения шатуна от горизонтального положения. При большой длине шатуна угол его отклонения небольшой, а следовательно, будет весьма мало и влияние на получаемые результаты.



Фиг. 109. Диаграмма для определения холостого угла поворота вала сошки.

На фиг. 109 изображены кривые изменения величины $\frac{\Delta}{l_x}$ в зависимости от углового зазора δ , построенные по последнему уравнению. При малых значениях хорды Δ_0 и углового зазора δ длина дуги перемещения шарового пальца Δ_0 бесконечно мало отличается от хорды Δ_0 , вследствие чего эти величины можно принять равными.

По кривым, изображенным на фиг. 109, определяется величина углового зазора δ для каждого угла β и соответствующего ему по записанной диаграмме Δ , а следовательно, и $\frac{\Delta}{l_x}$.

Зная δ и l_x по приведенному уравнению, можно определить действительное перемещение шарового пальца.

Для червячной передачи (цилиндрический червяк и червячная шестерня или сектор), для глобоидальной передачи и для шестеренчатой величина зазора x в зацеплении может быть определена из уравнения

$$x = \Delta_0 \frac{R_0}{l_x}, \quad (96)$$

где R_0 — радиус зацепления зубьев сектора или шестерни, зацепляющейся с другой деталью передачи (червяком, рейкой, шестерней).

Для передачи, выполненной при помощи цилиндрического червяка и кривошипа, величина и изменение зазора между ними будет в значительной степени отличаться от зазора других видов передачи.

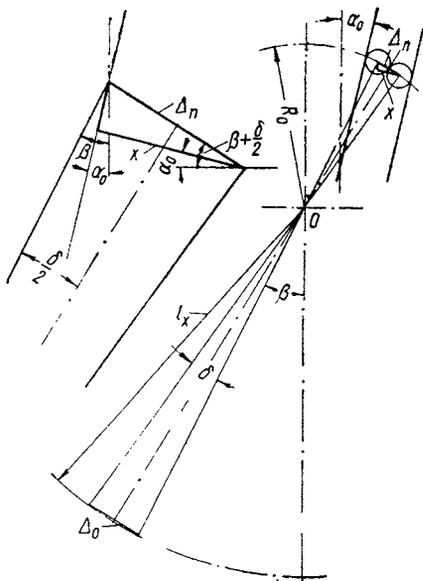
Если R_0 — радиус кривошипа, то действительное перемещение его пальца Δ_n определяется из уравнения

$$\Delta_n = \Delta_0 \frac{R_0}{l_x} = \Delta \frac{R_0}{l_x \cos\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right)}. \quad (97)$$

Палец кривошипа в этой передаче, как известно, перемещается по дуге круга, по длине которой и определяется действительное перемещение. Величина зазора между пальцем кривошипа и витком червяка x представляет собой проекцию действительного перемещения пальца Δ_n на прямую, перпендикулярную витку червяка в точке его соприкосновения с пальцем.

Схема для определения зазора x в этой передаче изображена на фиг. 110. Величина зазора x и действительное перемещение пальца Δ_n в более крупном масштабе изображены на фигуре слева. Согласно приведенным здесь обозначениям величина зазора x определяется из уравнения

$$x = \Delta_n \cos\left(\beta + \frac{\delta}{2} \mp \alpha_0\right). \quad (98)$$



Фиг. 110. Схема для определения зазоров в кривошипной передаче.

Подставив в это уравнение значение Δ_n , получим

$$x = \Delta \frac{R_0}{l_x} \frac{\cos\left(\beta + \frac{\delta}{2} \mp \alpha_0\right)}{\cos\left(\beta + \frac{\delta}{2}\right)} = 2R_0 \sin \frac{\delta}{2} \cos\left(\beta + \frac{\delta}{2} \mp \alpha_0\right), \quad (99)$$

где α_0 — угол наклона витка червяка по начальной его образующей.

Верхний знак (минус) в приведенном уравнении соответствует повороту червяка направо, а нижний знак (плюс) относится к повороту налево при левом направлении нарезки и обратно для правого направления.

Таким образом, для кривошипной передачи рулевого механизма имеем следующие измерители зазора: 1) проекция перемещения пальца сошки Δ ; 2) действительное перемещение пальца сошки Δ_0 ; 3) угловой зазор δ ; 4) зазор между пальцем кривошипа и витком червяка x .

Расчетные данные и построенные диаграммы всех приведенных измерителей показали, что форма всех кривых сохраняется, а изменяется лишь величина ординат и главным образом при больших углах поворота вала сошки. Поэтому записываемые на стенде диаграммы холостого хода сошки с достаточной точностью можно принять за диаграммы, характеризующие изменение зазоров в передаче.

Конструкция прибора для определения приращения радиуса беззазорного зацепления в рулевом механизме с глобоидальной передачей (индикатор зацепления)

Прибор для определения приращения радиуса беззазорного зацепления позволяет дать оценку конструктивных особенностей глобоидальной передачи в сборе с картером руля.

Принцип действия прибора заключается в том, что применяемый в нем вращающийся ролик все время прижимается к витку червяка по направлению радиуса зацепления и, смещаясь в указанном направлении от оси поворота вала, дает действительное изменение радиуса беззазорного зацепления на всем участке зацепления передаточной пары.

Валик 8 этого прибора (фиг. 111) вставляется вместо вала сошки в картер руля в сборе с червяком и рулевым валом. За одно целое с валиком 8 выполнена стойка 7, к которой двумя болтами прикрепляется рычажок 5, имеющий вилку 12. В ней на оси 11 установлен другой рычажок 9, один конец которого выполнен также в виде вилки. В последней установлен вращающийся на пальце ролик 10. Как рычажок 9, так и ролик 10 поворачиваются на своих осях с минимальным трением. Ролик устанавливается в приборе под тем же углом, что и ролик в головке вала сошки исследуемого руля.

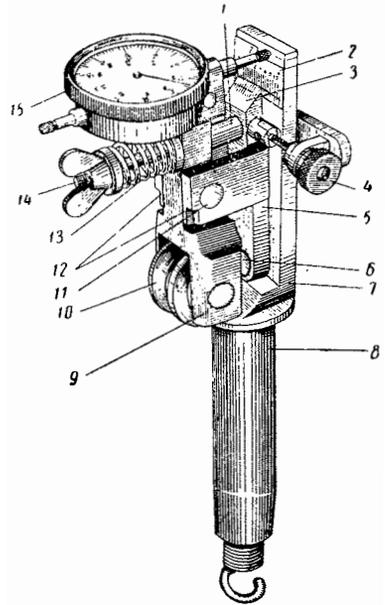
Для возможности установки ролика под необходимым углом рычажок 5 вместе с рычажком 9 и роликом 10 может поворачиваться.

Ось поворота рычажка 5 служит ось одного из укрепляющих его болтов 6, которая проходит через центр ролика. Поворот в ту или другую сторону рычажка 5 с роликом производится посредством связанного с ним шарнирно винта 4 и гайки. Точная установка угла наклона ролика осуществляется при помощи шкалы 2, выполненной на стойке 7, и нониуса 3 на рычажке 5.

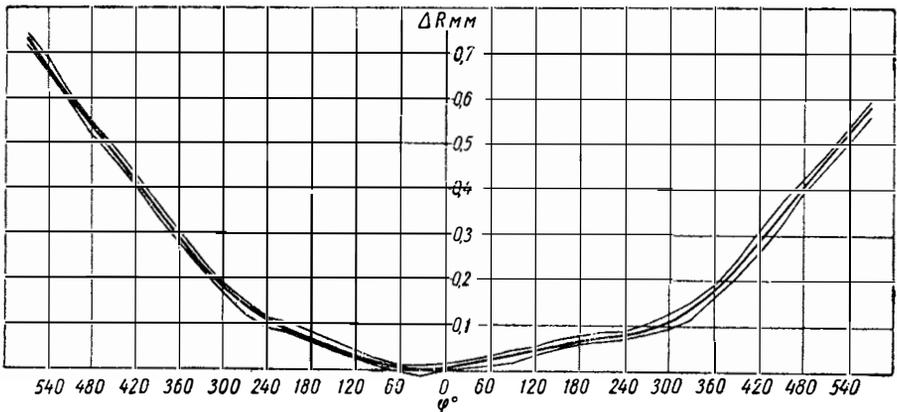
Ролик прижимается к витку червяка посредством пружины 13. Один ее конец опирается в верхнее плечо рычажка 9, а другой — в барашек, накрученный на тягу 14, головка которой соединена шарнирно с рычажком 5. Для ограничения хода рычажка 9 на тяге установлена ограничительная трубка 1. Изменение радиуса безззорного зацепления отмечается индикатором 15, укрепленным к рычажку 9 при помощи хомутика.

Чтобы показания индикатора соответствовали действительным значениям, необходимо, чтобы плечи рычажка 9 от оси 11 до ролика 10 и до ножки индикатора 15 были равны.

При проведении измерений этим прибором шкала индикатора устанавливается на нуль в середине зацепления ролика прибора



Фиг. 111. Прибор для оценки зацепления глобоидальной передачи.



Фиг. 112. Диаграмма, характеризующая точность результатов измерений.

с червяком исследуемого руля. Отсчет производится от этого положения ролика при перемещении его сначала в одно, а затем в другое крайнее положение с возвращением обратно к середине зацепления.

Таким образом, определяется изменение приращения радиуса беззазорного зацепления за полный угол поворота вала сошки между крайними положениями. При этом для каждого значения получаются два значения радиуса беззазорного зацепления.

Чтобы исключить возможные отклонения в показаниях индикатора, которые могут исказить действительные данные, измерения производят 2 или 3 раза и получают для каждого значения угла поворота червяка 4 или 6 значений радиуса беззазорного зацепления. Средние значения из всех полученных данных будут весьма близки к действительным его величинам.

На фиг. 112 даны результаты шести измерений для каждой точки линии зацепления глобоидальной передачи руля автомобиля М-1. Крайние точки результатов испытаний ограничены тонкими линиями, между которыми проведена кривая средних арифметических значений приращения радиуса беззазорного зацепления.

ОЦЕНКА ПЕРЕДАТОЧНОЙ ПАРЫ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА ПО ИЗНОСУ

Срок службы рулевого механизма на автомобиле предопределяется в основном и главным образом качеством зацепления передаточной пары. Под качеством зацепления подразумевается характер изменения зазоров в передаче, удовлетворяющий эксплуатационным требованиям. По этому же признаку производится сравнительная оценка передач различных конструкций рулевых механизмов.

Испытания рулевых механизмов могут производиться или на автомобиле при испытаниях его на износ, или в лабораторных условиях.

При дорожно-износных испытаниях автомобиля в целом проверяется качество зацепления рулевой передачи в зависимости от величины пробега.

При лабораторных испытаниях нагрузка на рулевой механизм устанавливается двух родов: спокойно-износная и динамическая, хотя в эксплуатации обе эти нагрузки действуют одновременно. Такое расчленение позволяет установить причину, вызвавшую тот или иной род разрушения, наблюдающегося в условиях эксплуатации.

В первом случае рулевой механизм испытывается на износ в зависимости от нагрузки, количества поворотов и величины угла поворота рулевого вала.

Во втором случае рулевой механизм испытывается на динамическую нагрузку, изменяющуюся как по величине, так и по направлению. При этом устанавливаются факторы износа и разрушения поверхностей и отдельных деталей передаточной пары в зависимости от нагрузки и числа ее изменений в единицу времени.

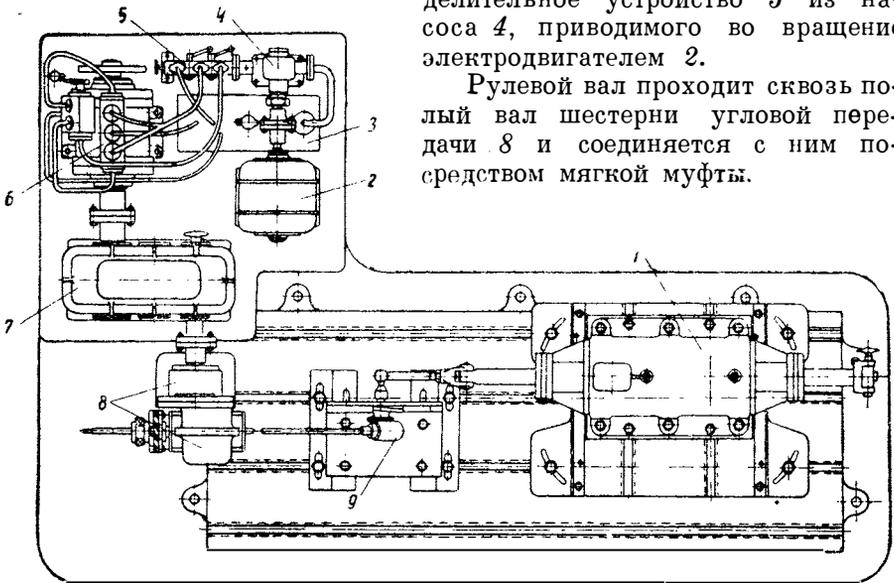
Конструкция стенда для испытаний рулевых механизмов на износ

Действие такого стенда основано на том, что рулевому валу дается вращение в ту и другую сторону, а вал сошки затормаживается моментом заданной величины, который может быть изменен.

Общий вид стенда научно-исследовательской зуборезной лаборатории МАТИ изображен на фиг. 113.

Здесь возвратно-вращательное движение рулевого вала испытуемого рулевого механизма 9 осуществляется посредством гидравлического двигателя 6. Возвратно-вращательное движение последнего передается через двухступенчатый редуктор 7 и угловую передачу 8. Масло в гидравлический двигатель 6 поступает через распределительное устройство 5 из насоса 4, приводимого во вращение электродвигателем 2.

Рулевой вал проходит сквозь полый вал шестерни угловой передачи 8 и соединяется с ним посредством мягкой муфты.



Фиг. 113. Стенд для испытаний рулевых механизмов на износ.

На конце полого вала и на рулевом валу укреплены фланцы, между которыми располагается мягкий диск.

Фланец на рулевом валу укрепляется посредством разрезной втулки, внутренний диаметр которой соответствует диаметру рулевого вала.

Рулевая сошка серьгой соединяется со штоком гидравлического цилиндра 1, укрепленного на плите с направляющими.

Усилие, действующее на палец сошки, определяется по показаниям манометров, включаемых в гнезда, и может регулироваться величиной проходного сечения в штоке поршня.

Для этого в штоке вдоль оси выполнено отверстие, в которое входит поршень.

В стенках получившегося полого штока по обе стороны поршня выполнены два продолговатых отверстия, одно из которых прикрывается поршеньком.

Перемещение последнего производится при помощи червячной передачи, укрепленной на конце штока.

Конструкция стенда для испытаний рулевых механизмов на динамическую нагрузку

Принцип действия стенда основан на том, что к пальцу сошки испытываемого рулевого механизма прилагается сила, которая вследствие вращающегося эксцентрично расположенного груза изменяется и по величине, и по направлению.

Рулевой вал поворачивается в обе стороны на некоторый угол посредством привода, вследствие чего действию указанной силы подвергаются разные точки соприкосновения передаточной пары.

Схема стенда, выполненного по этому принципу, показана на фиг. 114. Во втулке 9 неподвижной опоры на роликовых подшипниках установлен валик, на котором укреплен маятниковый рычаг 8. В стакане 4 верхней головки этого рычага и также на подшипниках установлен другой валик, на конце которого укреплен рычаг 6 с грузом 5.

Последний валик получает вращение от электродвигателя 16 при помощи карданной передачи 11 с двумя карданными механизмами.

На маятниковом рычаге 8 укреплен ползунок 7, в вилке которого располагается шаровой палец сошки испытываемого рулевого механизма 1. Последний прикрепляется неподвижно к кронштейну стенда.

При вращении валика возникающая от эксцентрично расположенного груза центробежная сила действует на шаровой палец сошки с переменной по величине и по направлению силой, которая может быть выражена уравнением

$$P = M\omega^2 r \frac{b}{a} \sin \alpha, \quad (100)$$

где M — масса эксцентрично расположенного груза с рычагом;

ω — угловая скорость вращения валика;

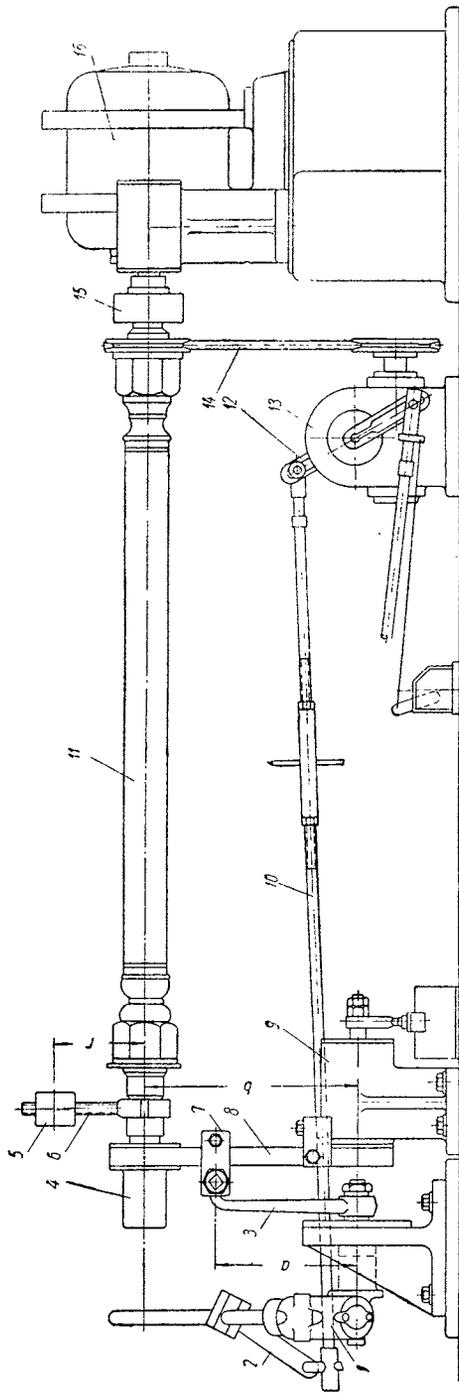
r — радиус от оси вращения валика до центра тяжести массы M ;

b и a — расстояния от оси поворота рычага соответственно до оси валика и до центра шарового пальца сошки;

α — угол поворота рычажка с грузом от вертикального его положения.

Поворот рулевого вала осуществляется посредством укрепленного на нем рычага 2, на конце которого имеется шаровой палец. Последний располагается в головке тяги 10, получающей возвратно-качательное движение от кривошипа 12 червячного редуктора 13, приводимого во вращение ременной передачей 14.

Для проведения сравнительных испытаний или испытаний двух разных конструкций рулевых механизмов, или двух механизмов одной конструкции, но при разных, например, регулировках, установка удваивается. Вращение второй карданной передачи осуществляется при помощи цепной передачи 15 от того же электродвигателя.



Фиг. 114. Стенд для испытаний рулевых механизмов на динамическую нагрузку.

В стенде научно-исследовательской зуборезной лаборатории МАТП применяется в передаче гидравлический редуктор, позволяющий в достаточно широких пределах изменять число оборотов карданного вала. На этом же стенде могут проводиться испытания рулевых механизмов по определению коэффициента отдачи обратных ударов на рулевое колесо.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ В ЦЕЛОМ

Оценка рулевого управления в целом производится по следующим показателям:

- 1) стабилизации управляемых колес и устойчивости автомобиля при движении по прямому направлению;
- 2) легкости управления.

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОЦЕНКИ СТАБИЛИЗАЦИИ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС И УСТОЙЧИВОСТИ

На стабилизацию управляемых колес влияют факторы, вызывающие действие стабилизирующего момента (установка колес и поворотных цапф на передней оси), и факторы, противодействующие ему. К последним относится трение в рулевом приводе и в рулевом механизме и некоторые особенности последнего. Для экспериментального исследования влияния конструктивных факторов передней оси, вызывающих действие стабилизирующего момента, в НАМИ разработаны экспериментальная передняя ось, прибор для определения усилия, действующего вдоль продольной рулевой штанги, и прибор, записывающий диаграмму стабилизации.

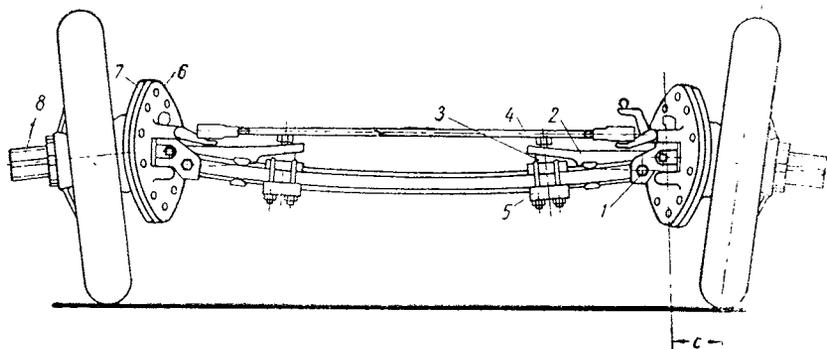
Экспериментальная передняя ось

Экспериментальная ось, разработанная Я. М. Певзнером, изображенная на фиг. 115, позволяет изменять основные конструктивные параметры, влияющие на величину стабилизирующего момента: углы установки поворотных цапф (передний и боковой), угол развала колес, угол их схождения и плечо поворота колеса относительно оси шкворня.

Боковой угол наклона шкворней изменяется посредством клиньев 3 и рычагов 2, которые выполнены за одно целое с шарнирными кулаками, поворачивающимися около оси 1. Передний угол наклона изменяется посредством клиньев 5, подкладываемых между вилкой и площадками оси.

Угол развала колеса изменяется за счет поворота фланца 7 относительно фланца 6. Изменяющийся при этом угол схождения

колес регулируется длиной поперечной штанги 4. Плечо с поворота колеса изменяется посредством втулки (на которой установлено колесо), наворачивающейся на ступицу 8.



Фиг. 115. Экспериментальная ось для исследования факторов, влияющих на стабилизацию управляемых колес.

Приборы для определения усилия, действующего вдоль продольной рулевой штанги

В качестве первого критерия для оценки величины стабилизирующего момента было принято усилие, действующее вдоль продольной штанги.

Действующее вдоль продольной штанги усилие возникает от разных причин: во-первых, и в основном — от усилия, прилагаемого водителем к рулевому колесу при повороте автомобиля; во-вторых — от стабилизирующего момента, появляющегося при движении автомобиля на повороте; в-третьих, вследствие неправильной кинематики рулевого привода при движении автомобиля по неровной дороге и, наконец, при колебательных движениях управляемых колес (шимми).

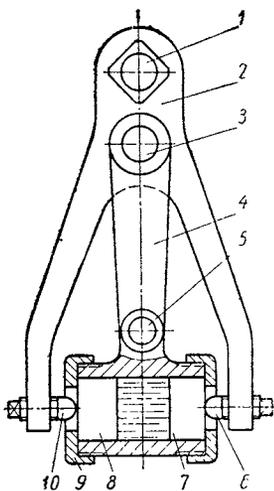
При движении автомобиля по кругу постоянного радиуса усилие по штанге практически постоянно, поэтому измерение этого усилия акад. Е. А. Чудаков предложил производить при помощи гидравлического пресса и манометра.

Для измерения усилия, действующего вдоль продольной штанги, Я. М. Певзнером разработана гидравлическая рулевая сошка схема которой изображена на фиг. 116.

Вильчатый рычаг 2 укрепляется на валу 1 рулевой сошки. На пальце 3 вильчатого рычага подвешивается рычаг 4 с гидравлическим цилиндром на конце. По концам цилиндра располагаются два поршня 7 и 8, которые удерживаются двумя крышками 9. Пространство между поршнями сообщается с манометром и с краном насоса для заполнения его маслом. На концах вильчатого рычага имеются штифты 6 и 10, которые упираются в торцы поршней.

На рычаге 4 укреплен шаровой палец 5, за который удерживается конец продольной рулевой штанги.

Действие гидравлической сошки основано на том, что гидропресс, располагающийся между рулевой сошкой и шаровым ее пальцем, находится под нагрузкой сил, передающихся в обоих направлениях как от рулевой сошки, так и от продольной штанги.



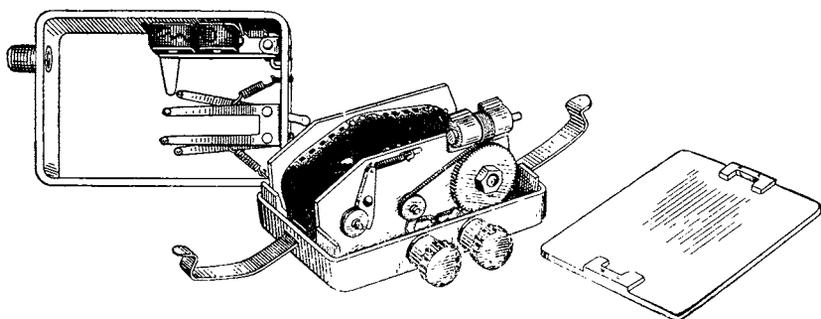
Фиг. 116. Гидравлическая рулевая сошка для определения усилия в продольной тяге.

При повороте рулевого колеса один из штифтов 6 или 10 нажимает на соответствующий поршень, и возникающее при этом давление указывается манометром.

В тех случаях, когда действующее вдоль продольной штанги усилие изменяется чрезвычайно быстро, гидравлическая система не годится для его измерения.

При исследовании колебаний управляемых колес автомобиля (шимми) Б. А. Глух разработал самопишущий прибор, записывающий изменение усилия в продольной штанге и колебания управляемых колес, происходящие в горизонтальной плоскости.

Общий вид прибора изображен на фиг. 117. На затемненной кинолентке кроме усилия и колебаний записываются нулевые линии этих кривых и диаграмма времени. Перемещение кинолентки осуществляется от электродвигателя, работающего от аккумулятора посредством гибкого троса и червячной передачи в приборе.



Фиг. 117. Прибор для записи усилия в продольной тяге и колебаний управляемых колес.

Прибор укрепляется на диске поворотной цапфы, а в качестве упругого элемента, деформирующегося от действующего усилия, принят поворотный рычаг цапфы.

Прибор для записи диаграммы стабилизации и устойчивости

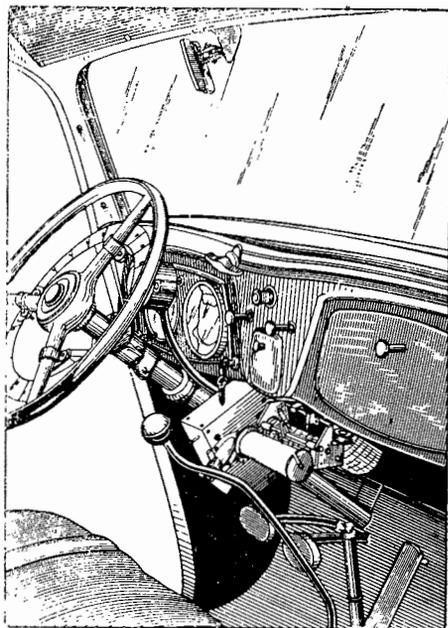
На фиг. 118 изображен прибор, укрепленный на рулевой колонке испытуемого автомобиля, разработанный Я. М. Певзнером.

Прибор записывает кривую угла возврата рулевого колеса из повернутого положения при испытании автомобиля на стабилизацию и кривую изменения угла поворота рулевого колеса при движении по прямому направлению при испытании автомобиля на устойчивость.

Длинная бумажная лента движется с постоянной скоростью посредством пружинного механизма, снабженного регулятором. Карандаш, перемещающийся по направляющей поперек ленты, записывает угол поворота рулевого колеса. Для этого на шкиве, укрепленном к рулевому колесу, намотана стальная струна, которая посредством направляющих блоков связана с карандашом прибора. При сматывании со шкива струна с карандашом оттягивается посредством пружины.

Изменение угла наклона касательной к кривой стабилизации и величина угла, на который не доходит рулевое колесо до нейтрального положения, характеризует стабилизацию испытуемого автомобиля. Одним из факторов, характеризующих устойчивость движения автомобиля по прямому направлению, являются углы поворота рулевого колеса, которые получаются при поддержании прямого направления движения автомобиля.

Такую кривую изменения угла поворота рулевого колеса и записывает прибор, изображенный на фиг. 118.



Фиг. 118. Прибор для записи кривых стабилизации управляемых колес и устойчивости движения автомобиля.

ПРИБОРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЯ НА РУЛЕВОМ КОЛЕСЕ

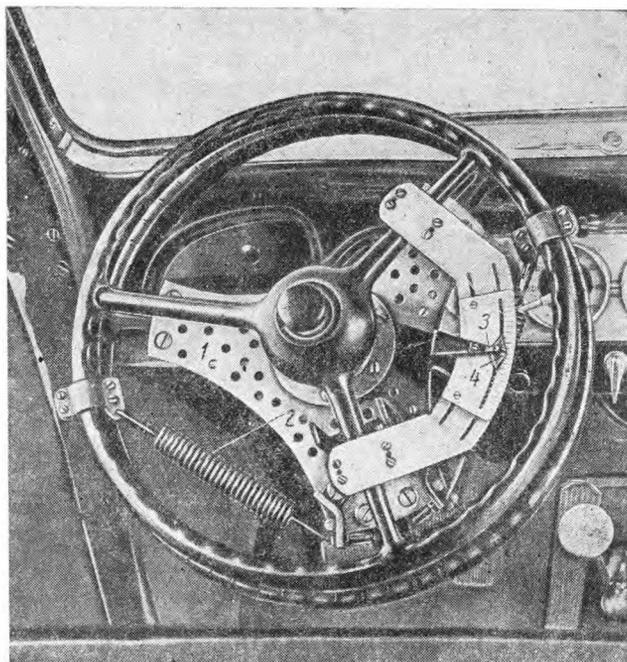
Величина усилия, прилагаемого к рулевому колесу при различных условиях движения автомобиля, характеризует один из факторов легкости управления. Для управления тяжелыми автомобилями такая оценка представляет большой практический интерес.

Динамометрическое рулевое колесо (фиг. 119)¹ предназначено

¹ Такое динамометрическое рулевое колесо разработано Я. М. Певзнером.

для определения максимального усилия, прилагаемого к рулевому колесу при различных условиях поворота автомобиля.

К рулевому колесу (основному) испытываемого автомобиля укрепляется дополнительное рулевое колесо, которое относительно основного может иметь угловое перемещение. Дополнительное рулевое колесо может поворачиваться на оси, укрепленной к основанию 1,



Фиг. 119. Динамометрическое рулевое колесо.

которое связано с колесом посредством двух пружин 2, имеющих предварительное растяжение.

При повороте дополнительного колеса одна из пружин будет растягиваться, а другая — сжиматься до тех пор, пока прилагаемое к колесу усилие не будет равно усилию, необходимому для поворота управляемых колес.

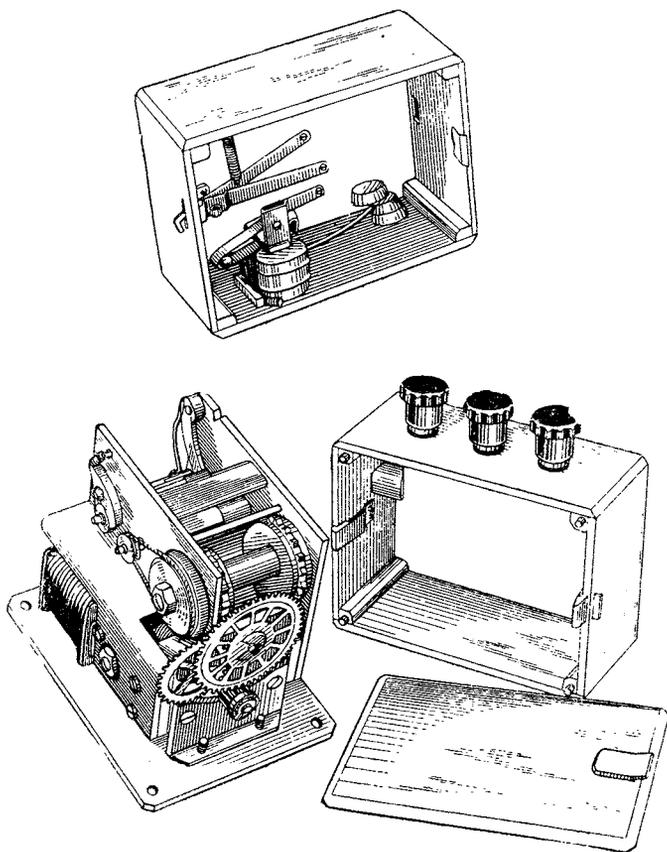
Конец стрелки 3, укрепленной к основанию 1, ходит в прорези шкалы и при повороте перемещает указатели 4 максимального усилия. Изменения усилия с таким динамометрическим рулевым колесом могут производиться только визуальным наблюдением.

Тарировка осуществляется в лабораторных условиях посредством грузов, подвешиваемых к широкой ленте, огибающей рулевое колесо и прикрепленной к его ободу.

При исследовании колебательных явлений управляемых колес (шимми) Б. А. Глух применял прибор, записывающий изменение

усилия при повороте рулевого колеса. Разработанный им прибор изображен на фиг. 120.

В качестве упругого элемента принят рулевой вал, деформация которого и записывается в виде диаграммы. Деформация верхнего конца рулевого вала, на котором укреплено рулевое колесо, должна



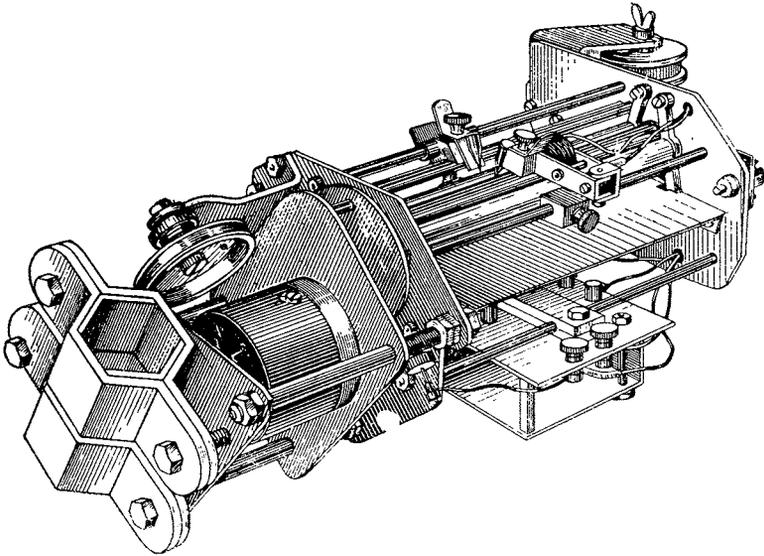
Фиг. 120. Прибор для записи усилия, прилагаемого к рулевому колесу.

устанавливаться относительно нижнего его конца. Для этого достаточно жесткий круглый стержень, проходящий внутри полого рулевого вала и укрепленный у его нижнего конца, заканчивается наверху рычагом. Последний перемещает рычажок записывающего прибора, укрепленного к рулевому колесу.

Запись диаграммы производится на эмульсии затемненной киноленты посредством иголки, укрепленной на конце записывающего рычага. Движение ленты производится при помощи электродвигателя, работающего от аккумулятора.

Кроме диаграммы изменения усилия на ленте записывается диаграмма времени. Для этого в приборе укреплен другой рычажок с иглой, который притягивается электромагнитом и оттягивается пружинкой. Замыкание и размыкание тока в обмотке электромагнита производится при помощи часового прерывателя.

Прибор, изображенный на фиг. 121, предназначен для записи изменения угла поворота рулевого колеса по времени движения автомобиля.



Фиг. 121. Прибор для записи угла поворота рулевого колеса по времени движения автомобиля.

Длинная лента бумаги движется посредством электродвигателя, работающего от аккумулятора.

Величина угла поворота рулевого колеса записывается пером, связанным посредством стальной струны, со шкивом, укрепленным на рулевом колесе.

Записывающее перо перемещается по направляющей поперек бумажной ленты.

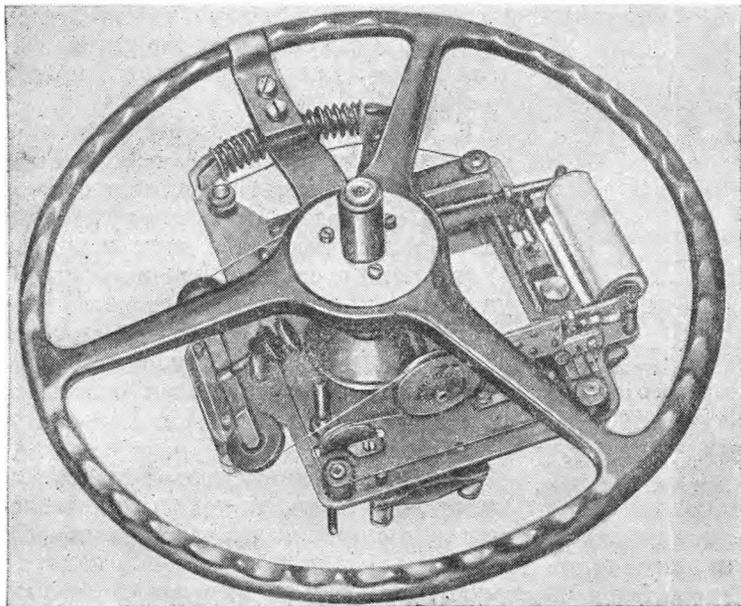
Кроме диаграммы изменения угла поворота рулевого колеса на бумаге другим пером записывается нулевая линия, на которой отмечается время, отсекаемое при помощи часового прерывателя.

Прибор для определения работы на рулевом колесе, выполненный канд. техн. наук А. И. Королевым, изображен на фиг. 122. Он представляет собой динамометрическое рулевое колесо, в котором деформация пружин, характеризующая величину прилагаемого усилия, записывается на бумаге в зависимости от угла поворота рулевого колеса.

Записывающий карандаш связан с пружинами гибкой связью, и его перемещение характеризует величину усилия на колесе.

Изменение угла поворота рулевого колеса пропорционально перемещению бумажной ленты, применяемой в приборе.

Ведущий валик прибора, связанный с рулевой колонкой гибкой нитью, поворачивается только в одну сторону при повороте рулевого колеса в обе стороны. Это осуществляется при помощи двух храповых механизмов, соединенных с ведущим валиком.



Фиг. 122. Прибор для записи усилия на рулевом колесе и угла его поворота.

Вместо гибкой нити связь ведущего валика с рулевой колонкой может быть выполнена посредством шестеренчатой или фрикционной передачи. По опытным данным, последние две передачи должны работать более надежно, нежели гибкая нить.

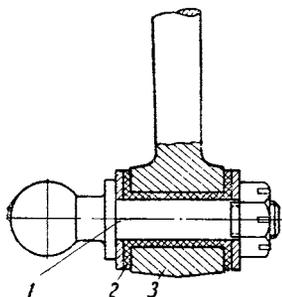
ПУТИ ПРАВИЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧИ И УЛУЧШЕНИЕ РУЛЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Улучшение рулевого механизма должно происходить в двух направлениях: 1) повышения эксплуатационных качеств, зависящих от конструкции рулевого механизма, и 2) повышения срока службы рулевого механизма с правильным зацеплением передающей пары.

Анализ мероприятий, улучшающих передачу рулевого механизма

Легкость управления и обратимость рулевого механизма должны быть одними из основных его качеств.

Вместе с этим рулевой механизм должен отличаться такими особенностями, при которых обратные удары не ощущались бы на рулевом колесе. Высокие показатели обратимости рулевого механизма и стабилизации управляемых колес точно так же, как и легкости управления, получаются, как мы видели выше, при минимальных потерях на трение.



Фиг. 123. Схема установки шарового пальца в резиновой втулке сошки:

1 — шаровой палец; 2 — резиновая втулка с заплечками и 3 — головка сошки.

С другой стороны, отсутствие передачи обратных ударов на рулевое колесо получается при повышенных потерях на трение. Борьба с передачей обратных ударов на рулевое колесо ведется в двух направлениях: 1) введение в систему рулевого управления упругого или амортизирующего элемента, смягчающего передаваемые динамические силы, и 2) создание рулевого механизма с такими конструктивными особенностями, которые предотвращали бы передачу обратных ударов.

В качестве упругого элемента, предназначенного смягчать действие динамических сил, применяются пружинящие спицы на рулевом колесе. Для той же цели применяется мягкий полукардан на рулевом валу. Последний выполняется разрезным, и между обеими его частями посредством двухлапчатых фланцев укрепляется мягкий диск.

Применение полукардана устраняет также опасное влияние изгиба рулевого вала и дает возможность расположить обе его части под небольшим углом.

Однако ни пружинящие спицы, ни мягкий диск полукардана не предохраняют рулевой механизм от действия динамических сил. В обоих случаях под их действием находятся все детали рулевого механизма. Непрерывное воздействие динамических сил приводит к усталостным разрушениям рабочих поверхностей отдельных деталей рулевых механизмов.

Для смягчения динамической нагрузки при обратных ударах между шаровым пальцем сошки и ее головкой вводится резиновая втулка. Схема этого устройства, применяемого в руле автомобиля ЗИС-110, изображена на фиг. 123. Такое устройство действительно смягчает действующие от колес силы, в значительной степени уменьшает передачу обратных ударов, но сама резиновая втулка подвержена действию разрушительных динамических сил.

Рулевые механизмы с глобоидальной и кривошипной передачами, выполненные с вращающимися роликом в одной и пальцем

кривошипа в другой, отличаются лёгкостью в управлении, обратимостью и другими необходимыми в эксплуатации качествами кроме передачи обратных ударов на рулевое колесо. При минимальном суммарном трении в таких конструкциях действующие от рулевой сошки силы передаются почти без потерь на рулевое колесо, и обратные удары становятся ощутимыми.

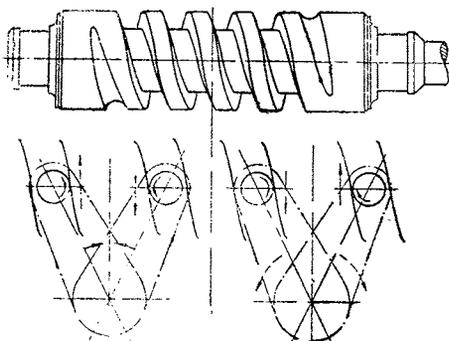
Развитие конструкции рулевого механизма с приспособлениями, предотвращающими передачу обратных ударов, может идти в различных направлениях.

Можно упомянуть, например, предложение разработать конструкцию рулевого механизма, которая отличалась бы минимальным трением при передаче усилия от рулевого колеса к сошке и большим трением при обратной передаче усилия. В этом случае руль может быть необратимым. Эти условия могли бы быть осуществлены в конструкции с кривошипной передачей, в которой палец выполнен с храповиком, допускающим вращение пальца только в одном направлении.

В такой конструкции при повороте автомобиля палец получается вращающимся, а при переходе с поворота на прямолинейное движение вследствие обратного направления вращения червяка храповой механизм не позволяет пальцу вращаться, и он становится скользящим.

Схема, иллюстрирующая действие такой передаточной пары, изображена на фиг. 124. При повороте червяка вправо или влево его витки прижимаются к противоположным точкам пальца, вследствие чего он поворачивается в одну и ту же сторону, указанную стрелками на правой схеме. При повороте червяка храповой механизм пальца не препятствует его вращению, и он получается вращающимся. При переходе автомобиля с правого или левого поворота к прямолинейному движению палец кривошипа прижимается к виткам червяка теми же точками и заставляет вращаться червяк в обратные стороны. Поэтому палец кривошипа при переходе как с правого, так и с левого поворота должен вращаться в одну и ту же сторону, но в противоположную, чем в первом случае. Направление, в котором палец стремится вращаться во втором случае, указано стрелками на левой схеме. Вращению пальца в эту сторону препятствует храповой механизм, и при этих условиях поворота он становится скользящим.

Трение качения в первом случае способствует получению высоких показателей лёгкости управления. Трение скольжения во втором случае уменьшает передачу обратных ударов на рулевое колесо.

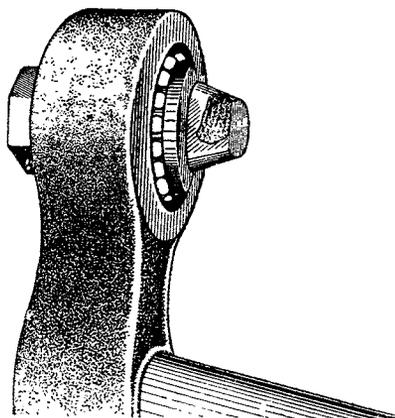


Фиг. 124. Схема действия храпового механизма в пальце кривошипной передачи.

Вместе с этим трение скольжения ухудшает обратимость рулевого механизма и стабилизацию управляемых колес, а также вызывает большой износ пальца кривошипа.

Так как соприкосновение пальца с витками при скольжении происходит различными точками, то палец может изнашиваться не равномерно по всей конической поверхности, а лишь в отдельных точках соприкосновения (по образующей конуса) и он становится при износе многогранным.

Другим примером уменьшения обратных ударов на рулевое колесо является применение в передаче поворачивающегося пальца кривошипа.



Фиг. 125. Скользящий поворачивающийся палец кривошипа.

На таком пальце, установленном в головке на роликовых конических подшипниках, имеются две плоскости. Палец такой конструкции получается скользящим — поворачивающимся. Предполагалось, что большие поверхности трения уменьшат, кроме того, износ пальца. Однако и эта конструкция пальца упомянутые недостатки полностью не устранила. Достаточно большое трение скольжения, возникающее между пальцем кривошипа и витком червяка, действительно, отчасти понижает передачу обратных ударов на рулевое колесо, но вместе с этим вследствие большого трения значитель-

но ухудшается легкость управления и нарушается обратимость рулевого механизма.

Не разрешен полностью и вопрос уменьшения износа в этой конструкции. Палец руля автомобиля Штеер с большим износом его трущихся плоскостей изображен на фиг. 125.

Руль со скользящим поворачивающимся пальцем вместе с тем хорошо предохраняет витки червяка от образования вмятин и трещин при большом износе пальца кривошипа (см. фиг. 11 и 125).

В конструкции руля с винтовой передачей и с шариками в гайке (см. фиг. 8) для компенсации износа зубчатого зацепления средние три зуба сектора выполнены несколько полнее, чем два крайние. При более плотном зацеплении зубьев сектора с зубьями гайки благодаря повышенному трению обратные удары получаются менее ощутимыми. Этот способ действительно несколько уменьшает передачу обратных ударов, но довольно высокая величина суммарного трения на большей средней части линии зацепления (три пятых максимально возможной ее длины) значительно ухудшает легкость управления, обратимость рулевого механизма и стабилизацию управляемых колес на этом большом среднем участке линии зацепления.

Как видим, ни одна из приведенных конструкций не дает желательных результатов и не удовлетворяет требованиям эксплуатации.

Требования, предъявляемые к к. п. д. рулевого механизма или к силе, прилагаемой к сошке для преодоления трения, различны.

С точки зрения легкости управления при передаче усилия от рулевого колеса к сошке рулевой механизм должен отличаться малой величиной силы, преодолевающей трение, и высоким значением прямого к. п. д. по всей длине линии зацепления передаточной пары в обе стороны поворота рулевого колеса.

С точки зрения обратимости и стабилизации управляемых колес при передаче усилия от сошки к рулевому колесу рулевой механизм должен отличаться высоким значением обратного к. п. д., получающимся при малой величине трения, а следовательно, и при малой силе, преодолевающей его и прилагаемой к шаровому пальцу сошки. Такие их значения должны быть одинаковыми с обеих сторон поворота и по всей длине линии зацепления передаточной пары для получения большого коэффициента возврата рулевого колеса.

С точки зрения передачи обратных ударов на рулевое колесо сила, прилагаемая к пальцу сошки для преодоления трения должна быть по возможности большой, что предопределяет низкое значение обратного к. п. д. при передаче усилия от сошки к рулевому колесу.

Последние два требования противоречивы. Для обеспечения легкости управления и обратимости рулевого механизма при одновременном предохранении от обратных ударов на рулевое колесо можно рекомендовать создание различной и переменной величины трения в рулевом механизме.

Обратные удары на рулевое колесо производят неприятное воздействие на водителя в том случае, когда они часто повторяются. Они неприятны и тогда, когда их возникновение неожиданно. Это может быть при движении автомобиля по неровной дороге со значительными скоростями по прямому направлению или с малым углом поворота колес. При этих условиях движения работа передаточной пары происходит на небольшом среднем участке линии зацепления.

В этом случае большую величину силы, прилагаемой к сошке и преодолевающей трение, и низкое значение обратного к. п. д. достаточно иметь лишь на этом небольшом среднем участке линии зацепления.

Обратный к. п. д. должен иметь высокое значение, а сила, прилагаемая к сошке и преодолевающая трение, должна иметь малую величину по всей длине линии зацепления передаточной пары кроме небольшого среднего ее участка, где обратный к. п. д. должен иметь низкое значение, а сила на сошке, преодолевающая трение, должна быть большой. Такое изменение прилагаемого к пальцу сошки усилия может быть получено при зацеплении передаточной пары с повышенным трением на среднем участке линии зацепления.

Эта сила будет изменяться в зависимости от угла поворота червяка и вала сошки. Она должна иметь наибольшее значение на небольшом среднем участке линии зацепления и малую величину по обе стороны от этого участка на всей остальной длине.

При большой величине прилагаемого к пальцу сошки усилия, преодолевающего в руле трение, обратный к. п. д. имеет низкое значение. Это предохраняет от передачи обратных ударов на рулевое колесо.

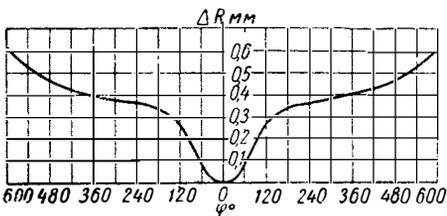
Большая сила, прилагаемая к пальцу сошки только на среднем участке червяка, свидетельствует и о безззорности зацепления передаточной пары на этом участке. Это обеспечивает устойчивое движение автомобиля по прямому направлению (без учета стабилизации) и чувствительность колес к повороту.

В обе стороны от небольшого среднего участка линии зацепления прилагаемое к пальцу сошки усилие должно иметь малую величину, вследствие чего и прямой, и обратный к. п. д. будут иметь высокие значения. Это обеспечивает легкость управления, обратимость рулевого механизма и стабилизацию управляемых колес.

Улучшение рулевого механизма с глобоидальным червяком и роликом в передаче

Указанное выше изменение плотности зацепления и получающиеся, вследствие этого, изменение прилагаемой к сошке силы зависят от зазоров в передаче.

Выше было указано, что изменение зазоров в глобоидальной передаче зависит от изменения радиуса безззорного зацепления.



Фиг. 126. Диаграмма рекомендуемого приращения радиуса безззорного зацепления.

В соответствии с этим рулевой механизм должен отличаться такими конструктивными особенностями, при которых радиус безззорного зацепления имел бы минимальную величину на небольшом среднем участке линии зацепления, резко увеличивался бы в обе стороны от этого участка и к концам червяка имел бы небольшое увеличение.

Предложенная автором диаграмма приращения радиуса безззорного зацепления, при котором обеспечиваются указанные выше качества, изображена на фиг. 126.

При наименьшем радиусе и при безззорном соприкосновении деталей передаточной пары на небольшой средней части червяка получается и наиболее плотное зацепление, сопровождающееся повышенным трением. Это обеспечивает безззорность зацепления — устойчивое движение автомобиля по прямому направлению и чувствительность колес к повороту, а повышенное трение при плот-

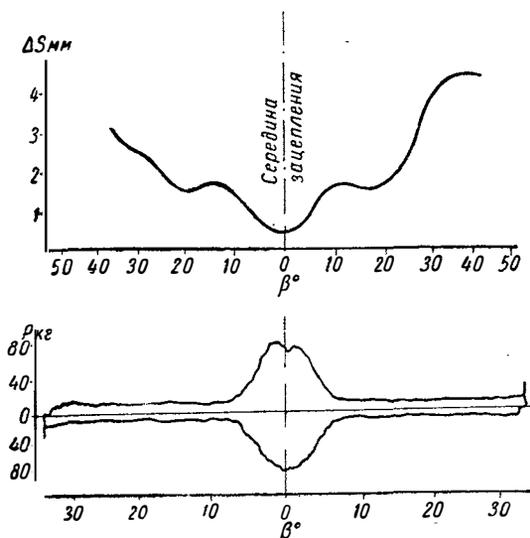
ном зацеплений — низкую отдачу обратных ударов на рулевое колесо.

В обе стороны от среднего участка радиус безззорного зацепления резко увеличивается, и зацепление передаточной пары получается с зазорами.

Величина трения вследствие этого значительно снижается, чем и обеспечивается возможность получения высоких показателей: легкости управления, обратимости рулевого механизма и стабилизации управляемых колес на этих участках линии зацепления.

Таковыми конструктивными особенностями обладают рулевые механизмы автомобилей «Победа», прошедших испытания в НАМИ.

Диаграмма холостого хода сошки и диаграмма трения упомянутого руля после 1000 км пробега автомобиля изображены на фиг. 127.



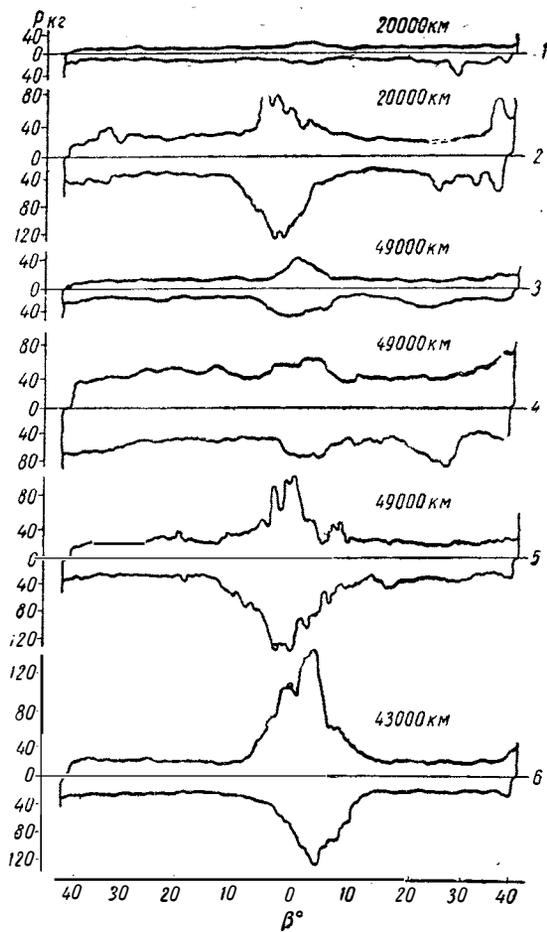
Фиг. 127. Диаграмма приращения радиуса безззорного зацепления и диаграмма трения рулевого механизма автомобиля «Победа» № 112.

Диаграмма трения записана при плотном зацеплении передаточной пары. Эти свойства рулевой механизм не теряет и после достаточно большого пробега автомобиля.

Диаграммы трения рулевых механизмов этих автомобилей при различном состоянии износа и при различных регулировках передаточной пары изображены на фиг. 128.

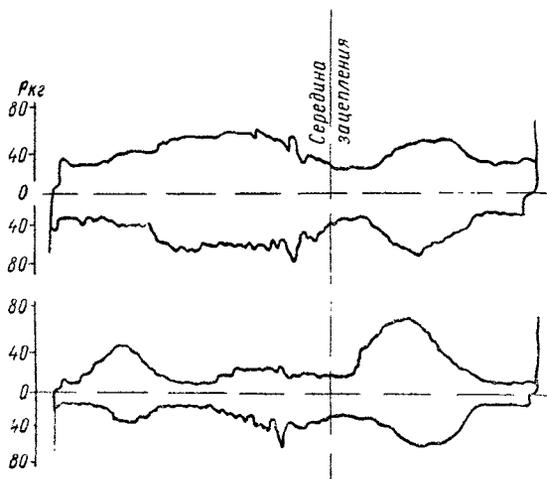
Рулевые механизмы с такими конструктивными особенностями, при которых повышенное трение получается на небольшом среднем участке линии зацепления, имеют правильное зацепление в течение всего срока службы на автомобилях.

Совершенно противоположные результаты получаются в тех рулях с глобидальной передачей, в которых радиус безззорного



Фиг. 128. Диаграммы трения рулевых механизмов автомобилей «Победа» № 112 и 115 при различном состоянии износа.

зацепления почти не изменяется на весьма большой средней части линии зацепления. При износе средней части витка червяка и после регулировки зацепления передаточная пара поворачивается с трудом (защемление) в обе стороны от средней наиболее изношенной части червяка. Такое явление наблюдалось в руле Геммер. Две диаграммы трения при различной регулировке плотности зацепления рулевого механизма Геммер при большом его износе изображены на фиг. 129.



Фиг. 129. Диаграммы трения руля Геммер при различной регулировке.

Здесь в середине зацепления трение невелико и резко возрастает по обе стороны от середины червяка. Вследствие этого нарушаются все эксплуатационные качества рулевого управления.

ПОВЫШЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ РУЛЕВОГО МЕХАНИЗМА С ПРАВИЛЬНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Новое зацепление в передаче с трехзубым сектором

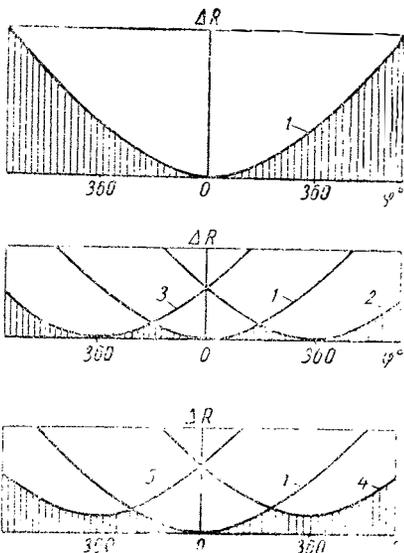
В глобоидальной передаче с трехзубым сектором наибольшему износу подвергается средний зуб. После регулировки зацепления среднего зуба без зазора в середине крайние зубья при повороте червяка защемляются в канавке в среднем его сечении. Поэтому рулевой механизм такой конструкции становится не пригодным для дальнейшей работы на автомобиле.

При износе среднего зуба сектора в канавке червяка может защемляться также и один из крайних зубьев, а другой крайний зуб проходить по всей канавке с достаточным зазором. При этом защемление одного из крайних зубьев происходит при меньшем износе

среднего зуба, чем зацепление обоих крайних. Зацепление одного из крайних происходит потому, что ось вала сектора не располагается в плоскости среднего сечения червяка.

Оценка правильности их взаимного расположения, состояния зацепления и особенностей передаточной пары любой конструкции рулевого механизма производится по изменению зазоров ΔR в передаче.

Оценка особенностей глобоидальной передачи руля производится также и по приращению радиуса беззазорного зацепления ΔR .



Фиг. 130. Диаграммы приращения радиуса беззазорного зацепления в глобоидальной передаче.

ковым кривым, отстоящим одна от другой также на один оборот червяка, как это и изображено на средней диаграмме фиг. 130 (кривые 1, 2 и 3).

При таком выполнении передачи при износе среднего более работающего зуба сектора между ним и канавкой червяка в среднем положении будут появляться зазоры, в то время как с крайними зубьями при переходе их через среднее сечение червяка, т. е. при повороте рулевого колеса вправо и влево на один оборот, этих зазоров не будет.

Если отрегулировать зацепление среднего зуба без зазора, то крайние зубья при повороте рулевого колеса вправо и влево на один оборот будут защемляться в канавке червяка.

Для устранения этого явления крайние зубья выполняются более тонкими по сравнению со средним.

В этом случае приращение радиуса беззазорного зацепления для этих зубьев будет изменяться по кривым, смещенным не только вправо и влево от середины на один оборот червяка, но и вверх на

В рулевом механизме с глобоидальной передачей этот радиус получается наименьшим в соприкосновении со средним сечением червяка и увеличивается в обе стороны от него.

Из установленного выше известно, что при существующем выполнении глобоидальной передачи приращение радиуса беззазорного зацепления, осуществляемого с однозубым или двухзубым сектором или с двухгребневым или двухгребневым роликом, происходит по кривой 1, изображенной на верхней диаграмме фиг. 130.

В передаче с трехзубым сектором один зуб от другого отстоит на один оборот червяка. Поэтому приращение радиуса беззазорного зацепления в такой передаче будет происходить по трем одина-

величину, предопределяемую толщиной крайних зубьев (кривые 4 и 5 на нижней диаграмме фиг. 130).

Для исключения влияния износа средней части витка червяка на зацепление он выполняется эксцентричным.

При эксцентричном червяке приращение радиуса беззазорного зацепления изменяется по кривой 1 (вверху фиг. 131). Кривая 2, получающаяся при концентричном червяке, является огибающей для кривой 1 и соприкасается с ней в точках, удаленных одна от другой на один оборот червяка.

В передаче с трехзубым сектором с одинаковой толщиной зубьев и при эксцентричном червяке кривые одна относительно другой будут смещены на один оборот червяка и расположены так, как это изображено на средней диаграмме фиг. 131.

При износе среднего зуба после регулировки зацепления его с серединой червяка без зазора крайние зубья будут защемляться в канавке червяка при повороте его на один оборот вправо и влево, так же как и в первом случае.

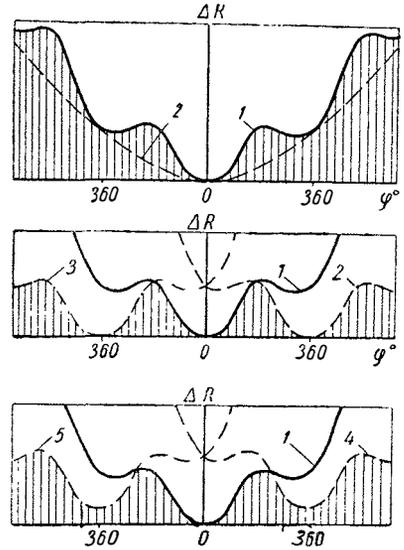
Таким образом, эксцентричность червяка или другие мероприятия, осуществляемые только с одним червяком, например, нарезка его двумя долбяками с разным шагом, в передаче с трехзубым сектором без корригирования его зубьев не дает каких-либо положительных результатов.

Эксцентричность червяка, как видно из фиг. 131, сокращает только длину линии зацепления с минимальным радиусом беззазорного зацепления, но не устраняет защемление крайних зубьев при износе среднего.

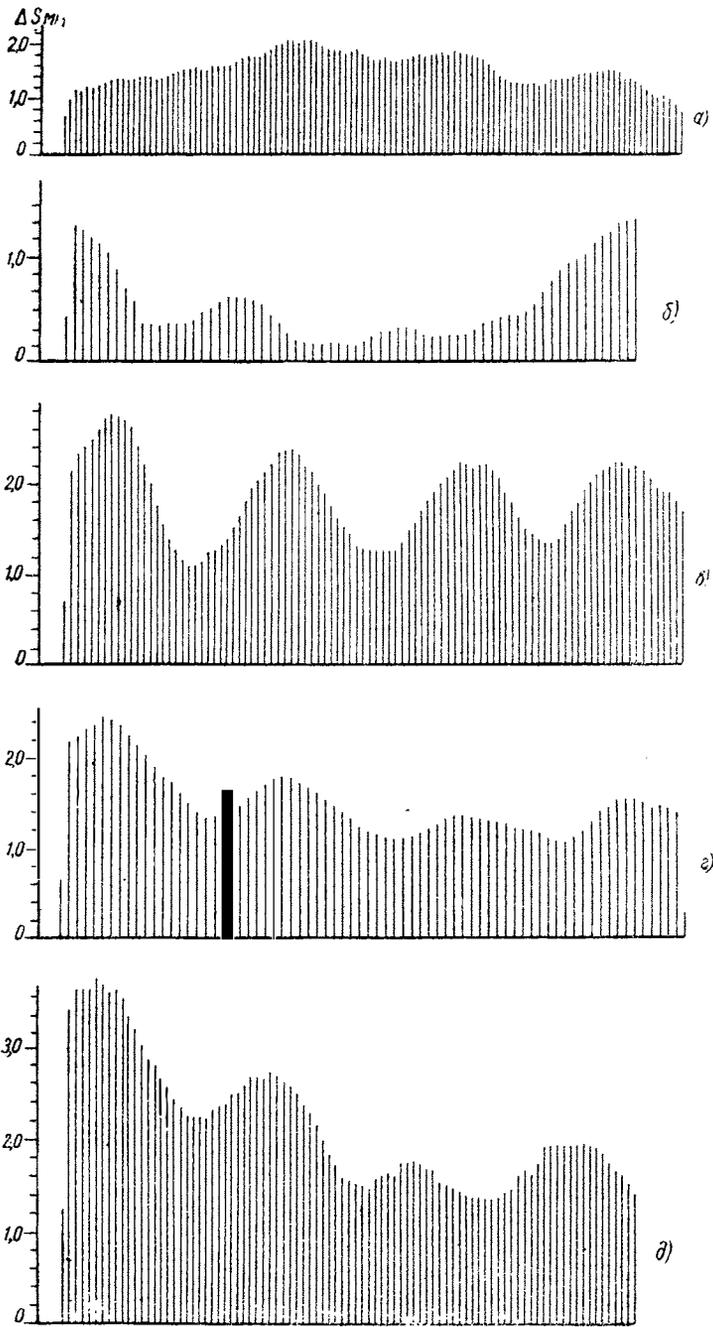
Защемление устраняется утонением крайних зубьев сектора так же, как это имеет место при концентричном червяке.

Приращение радиуса беззазорного зацепления при эксцентричном червяке для утоненных крайних зубьев будет изменяться по кривым 4 и 5 (нижняя диаграмма фиг. 131), смещенным от средней кривой 1 не только вправо и влево на один оборот червяка, но и вверх на величину, предопределяемую утонением зубьев сектора.

Утонение крайних зубьев сектора приводит к тому, что в передаче работает только один средний зуб сектора. Крайние утоненные зубья оказываются почти лишними и приходят в соприкосновение с червяком только при очень больших углах его поворота, вслед-



Фиг. 131. Диаграммы приращения радиуса беззазорного зацепления в глобальной передаче с эксцентричным червяком.



Фиг. 132. Диаграммы холостого хода сошки рулевых механизмов автомобилей Берлие (а) и Опель (б, в, г и д).

ствие чего и износ этих зубьев получается весьма малым. Это обстоятельство (работа только с одним средним зубом в зацеплении) значительно уменьшает преимущества передачи с трехзубым сектором.

На фиг. 132 изображены диаграммы изменения зазоров в передаче рулей с зубчатым сектором.

Диаграмма *a* характеризует состояние зацепления в передаче руля с четырехзубым сектором автомобиля Берлие.

В такой передаче даже небольшой износ средних зубьев сектора вызывает достаточно большую разницу в зазорах между крайними и средними зубьями.

Диаграммы *б, в, г, д* характеризуют состояние зацепления в передачах рулевых механизмов различных автомобилей Опель-Кадет и Опель-Олимпия при различном состоянии износа.

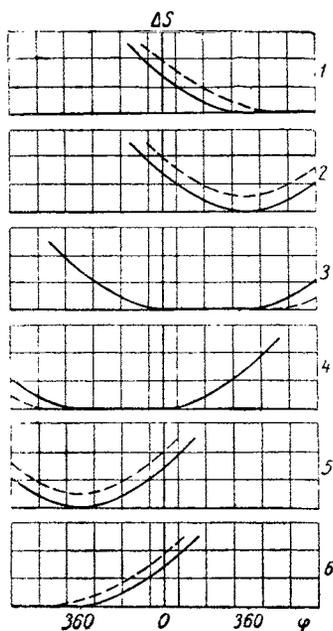
Многочисленные исследования и приведенные здесь результаты показывают, что неудовлетворительное состояние зацепления передаточной пары, не обеспечивающее продолжительного срока работы рулевого механизма, получается отнюдь не вследствие производственных погрешностей, а исключительно из-за конструктивных недостатков, присущих передаче с зубчатым сектором в данном ее выполнении.

Автором предлагается передача, в которой защемление крайних зубьев совсем не происходит при износе, вследствие чего срок службы рулевого механизма с такой передаточной парой значительно повышается.

В этой передаче работа трения, возникающая при повороте рулевого колеса, приходится не на один средний зуб, как обычно, а распределяется достаточно равномерно по всем трем зубьям сектора. Это достигается тем, что угловой шаг зубьев сектора увеличивается. В этом случае при повороте червяка на сравнительно небольшой угол в соприкосновение с витком червяка вступает крайний зуб сектора, освобождая при этом средний.

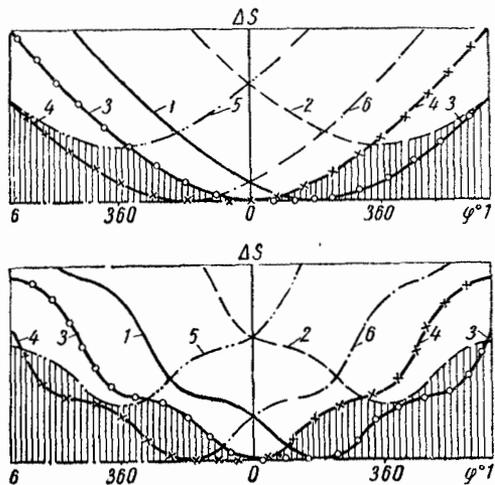
В такой передаче большому износу подвергаются также и крайние зубья сектора. Утонение крайних зубьев сектора новой передачи производится только с внутренней их стороны и на величину, несколько большую, чем в существующем выполнении.

Суммарные зазоры в передаче, изображенные на средней диаграмме фиг. 130, состояются из зазоров между отдельными профилями зубьев сектора и обращенными к ним профилями витков червяка.

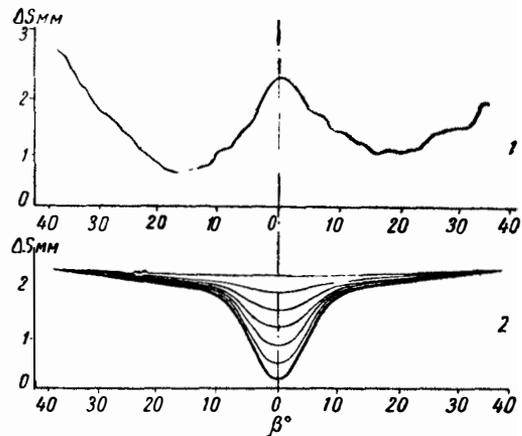


Фиг. 133. Изменение зазоров в передаче между зубьями трехзубого сектора и глобоидальным червяком:

1 — 6 — соответствуют обозначениям профилей зубьев сектора на фиг. 130.



Фиг. 134. Рекомендуемые диаграммы зазоров в передаче с концентричным и эксцентричным глобоидальными червяками.



Фиг. 135. Экспериментальная и рекомендуемая диаграммы холостого хода сошки руля с кривошипной передачей.

1 — диаграмма ивменения зазоров в передаче с изношенным пальцем кривошипа; 2 — диаграмма рекомендуемых ивменений зазоров в передаче.

Если 1, 2, 3, 4, 5 и 6 — профили трех зубьев сектора, то зазоры между ними и обращенными к ним витками червяка в соответствии с средней суммарной диаграммой фиг. 130 будут изменяться по кривым, изображенным на фиг. 133 сплошными линиями.

Для утоненных зубьев сектора кривые изменения зазоров в соответствии с суммарной нижней диаграммой на фиг. 130 обозначены на фиг. 133 пунктирными линиями.

На фиг. 134 приведены две суммарные диаграммы изменения зазоров по отдельным профилям зубьев сектора. Верхняя диаграмма для концентричного червяка, а нижняя — для эксцентричного. Если средний зуб сектора изнашивается больше, чем крайние, то кривая 3—0—4 будет располагаться выше, чем изображено на фигуре. Вследствие износа витка червяка форма смещенной кривой 3—0—4 будет несколько отличаться от первоначальной.

Рабочая поверхность витка червяка значительно больше, нежели рабочая поверхность зуба сектора, вследствие чего сколько-нибудь заметного износа она не имеет, а следовательно, чрезвычайно малым будет и изменение средней части смещенной кривой 3—0—4.

Такую передачу можно применить в рулевом механизме автомобиля «Москвич», в котором нужно изменить только зубья сектора. Конструкция и технология изготовления всех остальных деталей этого руля остаются без изменения.

Улучшение рулевого механизма с кривошипной передачей

Передача с вращающимся пальцем хотя и более совершенная, однако не исключает применения конструкции со скользящим пальцем. В такой передаче скользящее трение устраняет передачу обратных ударов на рулевое колесо.

Основным недостатком передачи со скользящим пальцем является чрезмерно большой износ пальца кривошипа.

Экспериментальные исследования показали, что износ витка червяка чрезвычайно мало отражается на зацеплении. Износ же пальца кривошипа весьма сильно влияет на изменение зазоров в передаче.

Улучшение конструкции рулевого механизма со скользящим пальцем должно идти по следующим направлениям: 1) изыскание износостойких материалов для пальца, 2) введение сменного пальца и 3) изменение канавки червяка.

Конструкция кривошипа со сменным пальцем принята в руле модернизированного автомобиля Урал-ЗИС.

Другое конструктивное изменение заключается в том, что канавка червяка выполняется так, что зазоры в передаче с новым кривошипом изменяются по кривой, обратной той, которая получается при изношенном пальце кривошипа (фиг. 135).

Кривая зазоров в зависимости от износа пальца будет изменяться так, как это показано на диаграмме 2 тонкими линиями,

и при большом износе будет постепенно приближаться к прямой линии.

Такая форма канавки позволяет регулировать зацепление в средней части червяка без зазора в течение весьма большого срока службы передаточной пары, чего не наблюдается при существующем выполнении канавки.

Максимально допустимый износ пальца и соответствующее ему сужение канавки в средней части червяка могут быть определены в каждом отдельном случае (исходя из конструктивных соображений) до того момента, пока торец пальца не будет касаться основания канавки червяка.

Эти мероприятия значительно увеличивают срок службы рулевого механизма на автомобиле.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Назначение и классификация рулевого управления	4
Механическое рулевое управление	5
Обзор основных конструкций рулевых механизмов	11
Классификация рулевых механизмов	11
Конструкции рулевых механизмов	12
Конструкции основных узлов рулевых механизмов	29
Опоры червяка и вала сошки	29
Установка ролика в руле с глобоидальной передачей	29
Верхняя опора рулевого вала	31
Регулирование зазоров в передаче	31
Эксплуатационные требования к зазорам.	31
Способы регулировки зазоров	32
Развитие конструкций регулировочных устройств	37
Рулевое управление с усиливающими устройствами	42
Гидравлическое рулевое управление	46
Оценочные параметры и критерии рулевого управления	48
Передаточные числа	50
Обратимость рулевого механизма	61
Коэффициент полезного действия рулевого механизма	66
Зазоры в передаче и радиус беззазорного зацепления	71
Основы глобоидальной передачи	75
Разновидности зацепления	75
Угловое передаточное число при нарезке и длина червяка	76
Угол наклона винтовой линии червяка	78
Изменение угла наклона винтовой линии червяка в зависимости от конструктивных данных	82
Влияние расположения оси вала сошки относительно червяка	83
Исследование влияния осевого смещения червяка на зацепление	86
Определение кривизны профиля витка червяка	87
Действительное угловое передаточное число	90
Угол установки ролика или зубьев сектора при различных видах зацепления	91
Исследование влияния эксцентricности червяка на зацепление	93

Методы экспериментальной оценки рулевых механизмов	95
Оценка рулевого механизма по угловому передаточному числу . . .	96
Оценка рулевого механизма по обратимости, суммарному трению и по к. п. д.	109
Оценка рулевого механизма по зазорам в передаче и по приращению радиуса беззазорного зацепления	130
Оценка передаточной пары рулевого механизма по износу	150
Экспериментальная оценка рулевого управления в целом	154
Оборудование для оценки стабилизации управляемых колес и устой- чивости	154
Приборы для определения усилия на рулевом колесе	157
Пути правильного конструирования передачи и улучшение рулевых меха- низмов	161
Повышение эксплуатационных качеств	162
Повышение срока службы рулевого механизма с правильным заце- плением	169



Технический редактор *С. М. Попова* Корректор *Ф. М. Ланина*

Сдано в произв. 24/XI 1949 г. Подпис. к печати 18/IV 1950 г. Тираж 10 000 экз.
Т-02364 Печ. л. 11¹/₄. Уч.-изд. л. 12,6 Бумага 60 × 92¹/₁₆ Заказ № 1289

1-я типография Машгиза, Ленинград, ул. Моисеевко, 10

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МАШГИЗ**

Москва, Третьяковский проезд, 1

АВТОТРАКТОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

1. Двигатели транспортные

- Байбуров Б. С., Автоматизация контроля деталей двигателя. (Новые конструкции приборов и автоматов), 1948. 46 стр., ц. 2 руб.
- Зиманенко С. С. и Левит Д. Е., Расчет двигателей внутреннего сгорания с помощью номограмм. Краткий номографический справочник по расчету двигателей транспортного типа, 1948. 51 стр., ц. 26 руб. в пер.
- Новиков М. П., Сборка двигателей внутреннего сгорания, 1948. 288 стр., ц. 24 руб. в пер.
- Орлин А. С. и др., Двигатели боевых машин, т. I. Рабочие процессы в двигателях. Учебник для втузов. 1946. 511 стр., ц. 28 руб. в пер.
- Силаев А. А., Жидкостные системы охлаждения танковых двигателей, 1948. 128 стр., ц. 8 р 60 к.
- Чернобаев Н. Е. и Приворов А. В., Производство поршневых колец. Индивидуальная отливка из вагранки, 1947. 64 стр., ц. 3 р. 50 к.

2. Автомобили и тракторы

- Богоявленский В. Н., Электрические трансмиссии гусеничных и колесных машин, 1946. 207 стр., ц. 16 руб. в пер.
- Генкин К. И., Газобаллонные автомобили, 1949. 162 стр., ц. 10 р. 80 к.
-
-

*Продажа производится в книжных магазинах,
книги высылаются также наложенным платежом
без задатка всеми республиканскими, краевыми
и областными отделами „Книга — почтой“.*

Заказ выполняется издательством по получении от заказчика стоимости книг и дополнительно 10% к этой стоимости на расходы по пересылке и упаковке.

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

М А Ш Г И З

Москва, Третьяковский проезд, 1

Долматовский Ю. А., Автомобильные кузова, 1949. 110 стр.,
ц. 7 р. 50 к.

Каплунов Р. С., Технический контроль на автотракторных заводах, ч. 2, Сборка и испытание автотракторных двигателей; ч. 3, Сцепление и коробка передач, 1946. 304 стр., ц. 27 руб.

Осепчугов Н. В., Автомобили-самосвалы, 1948. 119 стр.,
ц. 5 р. 50 к.

Руттер Э. и Менделенко И., Автоматизация механической обработки деталей (ГАЗ), 1949. 118 стр., ц. 5 р. 20 к.

Трофимов В. И., Атлас конструкций автомобильных прицепов, 1948. 100 стр., ц. 20 руб. в пер.

Хельдт П., Шасси автомобиля, пер. с англ., 1949. 494 стр.,
ц. 33 р. 40 к. в пер.

Чудаков Е. А., Качение автомобильного колеса, 1947. 71 стр.,
ц. 2 руб.

Чудаков Е. А., Устойчивость автомобиля против заноса, 1949.
144 стр., ц. 8 р. 70 к.

Чудаков Е. А. и Малаховский Я. Э., Атлас конструкций советских автомобилей, ч. I, Шасси, 1948. 163 стр.,
ц. 33 р. 20 к. в пер.

*Продажа производится в книжных магазинах,
книги высылаются также наложенным платежом
без задатка всеми республиканскими, краевыми
и областными отделами „Книга — почтой“.*

Заказ выполняется издательством по получении от заказчика стоимости книг и дополнительно 10% к этой стоимости на расходы по пересылке и упаковке.

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

№ стр.	Строка	Напечатано	Следует читать	По чьей вине
28	Подпись к фиг. 5	— регулировочные	<i>I</i> — регулировочные	Тип.
40	1-я сверху	ошки	сошки	»
40	2-я сверху	ыть	быть	»
52	15-я снизу	(передачи	передачи	»
52	14-я снизу	см. фиг. 3)	(см. фиг. 3)	»
54	7-я сверху	$= \sqrt{1 - \cos^2 \beta} =$	$= \sqrt{1 - \sin^2 \beta} =$	Считчик
89	5-я снизу	$\beta_x = \frac{\varphi}{i_x}$ и $\beta'_x = \frac{\varphi'}{i_\omega}$	$\beta_x = \frac{\varphi}{i'_\omega}$ и $\beta'_x = \frac{\varphi'}{i_\omega}$	Корр.
90	3-я снизу	<i>R</i>	<i>R</i> ₂	Авт.
141	Подпись к фиг. 103	ход	хода	Тип.
141	Там же	чистотой	частотой	Корр.
171	4-я снизу	да Утонение	Утонение	Тип.
171	3-я снизу	егче	даче	»
171	2-я снизу	о зубья	его зубья	»

М. И. Лысов. Механизация рулевого управления автомобиля. Зак. 1289.

9 р. 50 к.



Машгиз, Москва, Третьяковский проезд, 1.