

473  
К-24  
629.113  
К24

МВО — СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ  
МЕХАНИКО-МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра „АВТОМОБИЛИ“ ✓

**„ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
ПОДВИЖНЫХ МУФТ  
В ТРАНСМИССИЯХ ТРАКТОРОВ  
И АВТОМОБИЛЕЙ“**

**АВТОРЕФЕРАТ ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ  
УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

05.05.00

Аспирант **КАРМАДОНОВ А. Ф.**  
Научный руководитель профессор **М. П. СЕРГЕЕВ.**

г. Челябинск.

**ЧЛИ**

1950 г.

«Мышление, восходя от конкретного к абстрактному, не отходит—если оно правильное — от истины, а подходит к ней.

Абстракция материи, закона природы, абстракция стоимости и т. д., одним словом все научные (правильные, серьезные, не вздорные) абстракции, отражают природу глубже, вернее, полнее.

От живого созерцания к абстрактному мышлению и от него к практике — таков диалектический путь познания истины, познания объективной реальности».

**ЛЕНИН.**

(Ленинский сборник, IX, стр. 165.  
Соцэкгиз, 1931 г.).

## ПРИМЕНЕНИЕ ПОДВИЖНЫХ МУФТ

Отличительными особенностями производства и эксплуатации машин в социалистическом хозяйстве являются: выпуск большого количества однотипных марок машин, долговечность и интенсивность работы их. В плановом социалистическом хозяйстве на научной основе проектируются и выпускаются однотипные машины нескольких марок с тем, чтобы при таком количестве марок машин можно было с максимальной экономичностью выполнять все виды работ в той отрасли хозяйства, куда они предназначены. Например, в сельском хозяйстве работают тракторы — маломощные садово-огородные, пропашники, колесные 15/30, гусеничные тракторы АСХТЗ—НАТИ и тяжелые тракторы «Сталинец». Этих марок машин достаточно для того, чтобы с высокой эффективностью выполнять сельскохозяйственные операции. Тракторы таких же марок с небольшими необходимыми изменениями применяются и в других отраслях народного хозяйства — дорожном строительстве, лесоразработках, транспорте и т. д.

При том высоком уровне механизации, какой достигнут в СССР, в эксплуатации находится большое количество машин каждой марки.

Выпущенные с завода машины полностью загружены работой и работают в течение долгих лет. Так, например, на полях страны до сих пор работает большое количество колесных тракторов СХТЗ, хотя некоторые из них выпущены больше 15 лет назад.

Эти особенности производства и эксплуатации делают необходимым доведение до совершенства всех, даже самых незначительных узлов и деталей машин. В наших тракторах, автомобилях и других машинах не должно быть слабых мест. Каждый узел должен безотказно работать в течение многих лет. Любая недоработка конструкции, повторенная в десятках и сотнях тысяч машин, приводит в процессе длительной эксплуатации к продолжительным простоям и перерасходам средств.

В каждой сложной машине имеются узлы и части, валы которых соединяются между собою для передачи крутящего момента. В тех случаях, когда крутящий момент передается между расположенными прямолинейно валами, валы соединяют соединительными механизмами — подвижными муфтами или полукарданами. Так, в трансмиссии тракторов такие механизмы применяются для соединения первичного вала коробки скоростей с коленчатым валом, для соединения шестерни бортового редуктора с дифференциалом. В машинах, управление которыми производится бортовыми фрикционами, роль соединительного механизма выполняют зубцы тормозного барабана и фрикционных дисков. Широкое применение находят соединительные механизмы при передаче крутящего момента на вспомогательные механизмы машины, а также в стационарных установках, трансмиссии механических мастерских и т. д.

Несмотря на широкое распространение и важное значение, которое имеют соединительные механизмы, работа их изучена мало, литература по ним крайне бедна, причем, в большинстве случаев, дается только конструктивное описание. Расчет подвижных муфт или не производится, или производится без учета тех усилий, которые возникают в соединении при несоосности валов. В последние годы широкое распространение нашли мягкие и шариковые муфты, работа которых также мало изучена. Между тем, на многих машинах соединительные механизмы являются одним из самых больших мест в трансмиссии.

В настоящей работе ставится целью изучение причин несоосности, различных родов несоосностей, которые могут встретиться на практике, и влияние несоосности на работу соединяемых валов. В результате исследования определится, какие типы соединительных механизмов выгоднее применять, какие усилия возникают при несоосности в звеньях соединительного механизма и на опорах соединяемых валов с тем, чтобы на основе полученных выводов можно было производить правильный подбор и расчет соединительных механизмов.

## ПРИЧИНЫ СМЕЩЕНИЙ ВАЛОВ

Смещения валов от прямолинейного положения зависят от целого ряда причин. Обычно ведущий и ведомый валы вращаются в опорах (подшипниках), которые запрессованы или закреплены каким-либо другим образом в жестко соединен-

ных между собою блоках. На возможность смещений, существенное влияние имеет количество промежуточных звеньев, через которые связаны между собою блоки.

В машиностроении применяются следующие способы монтажа отдельных агрегатов:

- 1) одноблочный;
- 2) двублочный;
- 3) однорамный;
- 4) двурамный.

При одноблочном монтаже подшипники соединяемых валов помещаются в одном жестком блоке. Такой способ монтажа дает самую высокую точность расположения валов; в эксплуатации валы не смещаются, оставаясь в том положении, в каком они были собраны на заводе. Так как в одном жестком блоке легче обеспечить высокую точность обработки отверстия для подшипников, случайные смещения при таком способе монтажа незначительны и лежат в пределах зазоров подшипников. Однако, одноблочное расположение валов применяется редко, главным образом, из-за трудности монтажа двух валов в общем блоке.

При двублочном монтаже валы собраны в отдельных блоках, непосредственно соединенных вместе. В автостроении такой монтаж встречается чаще других. Примером двублочного монтажа могут служить соединения двигателя с коробкой перемены передач на автомобилях.

На тракторах коробка перемены передач и двигатель обычно крепятся на раме отдельно. Такой способ монтажа валов назван однорамным. Большой вес коробки перемены передач тракторов не позволяет подсоединить блок коробки к двигателю. Расположение же обоих агрегатов на общей раме даже при высокой точности обработки не может гарантировать хорошей соосности валов. Износы опорных поверхностей, прогибы и деформации рам ведут к увеличению смещений. Однако, однорамный монтаж может быть выполнен более свободным, чем двублочный. Пространство между блоками позволяет производить центрирование валов с помощью специальных приборов.

Двурамный монтаж применяется, главным образом, в стационарных установках, когда оба блока крепятся к рамам, заделанным в общем фундаменте. Сборка на отдельных рамах не может обеспечить соосность установки валов и при таком способе монтажа необходимо вести регулировку в широких пределах.

Причины, от которых зависят смещения валов, могут быть подразделены на:

- 1) конструктивные;
- 2) производственные;
- 3) эксплуатационные;
- 4) ремонтные.

Конструктивные смещения зависят от конструкции соединяемых узлов. К конструктивным смещениям относятся:

- а) смещения, заданные по условиям работы;
- б) смещения под влиянием различных температур и коэффициентов линейного расширения материалов блоков;
- в) смещения вследствие упругих деформаций рам;
- г) смещения из-за ошибок в расчетах.

Наибольшее значение из всех перечисленных причин имеют смещения, заданные по условиям работы, т. к. при высокой жесткости рам и малых расстояниях от плоскости опоры до осевых линий валов смещения по прочим причинам лежат в незначительных пределах. Ошибки же при серийном производстве мало вероятны.

Поскольку идеальное совпадение осей невозможно, уже в производстве будут иметь место смещения валов. Пределы производственных смещений предусмотрены техническими условиями. Эти пределы подбираются с таким расчетом, чтобы несоосность не нарушала нормальной работы валов; пределы смещений стремятся сделать возможно меньшими. Однако уменьшение пределов смещений часто бывает невозможно из-за несовершенства станочного и монтажного оборудования и высокой стоимости точной доводки деталей.

Основной причиной несоосности, в тех пределах, которые могут вести к разрушению соединительных механизмов, служат эксплуатационные смещения. Эксплуатационные смещения обычно появляются вследствие износа опорных поверхностей узлов, в которых закреплены валы. Износ же, в свою очередь, объясняется плохим креплением узлов в результате недоосмотра и нерегулярной проверки и подтяжки болтов.

Смещения валов в результате эксплуатации должны устраняться при ремонте машин. В технических условиях ремонта обычно устанавливают такие же пределы допусков на несоосность, как и при производстве машин. Однако, если в производстве соосность устанавливается специально обученными для этой операции людьми и с помощью специально изготовляемых инструментов, то в ремонтных мастерских эту работу выполняют рядовые рабочие под наблюдением меха-

ника, причем центрирование ведется не всегда достаточно хорошими приборами. Нельзя не считаться и с такими явлениями, когда, в некоторых случаях, регулирование ведется, без специальных приборов. При такой регулировке смещения могут оказаться даже выше, чем до разборки машины на ремонт.

С увеличением несоосности увеличиваются дополнительные усилия на опоры валов, что приводит к быстрому ослаблению крепления и усиленному износу опорных поверхностей.

Установка соосности валов представляет во многих случаях весьма сложную и трудную задачу и без специальных приспособлений вообще невозможна. Срок работы машины на заводской сборке незначителен по отношению к полному периоду ее эксплуатации. Так, например, трактор после заводского конвейера работает до первого ремонта не больше одного двух сезонов; все последующие годы трактор работает на послеремонтной сборке в условиях мастерских МТС. Этого обстоятельства нельзя не учитывать при конструировании и испытании машин. Соединительные механизмы должны рассчитываться не на те пределы несоосности, которые может обеспечить завод, а на смещения, которые будут иметь место при эксплуатации и последующих ремонтах.

## **КЛАССИФИКАЦИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Существующие классификации не дают точного определения какие типы механизмов должны быть отнесены к подвижным муфтам или полукарданами. К подвижным муфтам относятся механизмы, работающие в соединениях валов с небольшими угловыми смещениями в пределах  $5^\circ$ . Подвижные муфты занимают промежуточное положение между шлицевым и шпоночным соединением и шарнирами (карданами). В настоящей работе к подвижным муфтам отнесены такие соединительные механизмы, которые могут передавать крутящий момент в условиях параллельных и угловых несоосностей валов, не изменяя направления вращения и передаточного числа.

Все существующие типы подвижных муфт разделены на две группы:

- 1) муфта непосредственного контакта;
- 2) муфты с промежуточными элементами.

Муфты непосредственного контакта состоят из двух крестовин или фланцев, одетых на концах валов. Обе детали передают усилие при помощи выступов или углов, которыми они постоянно зацеплены между собою.

Муфты с промежуточными элементами имеют также фланцы или крестовины, насаженные жестко на концах соединяемых валов, однако, эти детали не находятся между собою в непосредственном контакте, а крутящий момент передается через дополнительные звенья, вкладыши, диски и т. п. детали, подсоединенные к фланцам и крестовинам или заложены в специальные гнезда.

Муфты непосредственного контакта делаются только жесткие и подразделяются по форме и положению выступов.

Значительно разнообразнее муфты второй группы. В зависимости от материала, из которого выполнены промежуточные элементы, они подразделены на:

- 1) жесткие с металлическими элементами;
- 2) мягкие с резиновыми, деревянными, кожаными и т. п.;
- 3) упругие с пружинными элементами из упругих металлов;
- 4) гибкие.

Все муфты второй группы подразделяются в свою очередь по форме промежуточных элементов.

## СМЕЩЕНИЯ ВАЛОВ

В результате смещений валы могут быть расположены в различных относительных положениях:

1. Один или оба вала сместились в такое положение, при котором геометрические оси их параллельны и находятся на некотором расстоянии одна от другой. Такое смещение названо смещением первого рода, расстояние между валами обозначено через  $\delta$ .

2. Один или оба вала сместились в положение, при котором геометрические оси валов пересекаются в центре соединительного механизма. Такое смещение названо смещением второго рода и угол между геометрическими осями валов обозначен через  $\gamma$ .

3. Один или оба вала сместились в такое положение, при котором геометрические оси их не параллельны и не пересекаются между собою, или пересекаются не в центре соединительного механизма. Такое смещение названо смещением третьего рода, расстояние между геометрическими осями ва-



лов в плоскости соединительного механизма обозначено через  $\delta$ , угол между геометрическими осями валов через  $\gamma$  и угол между перпендикуляром, восстановленным из центра соединительного механизма к плоскости, в которой происходило угловое смещение и направлением параллельного смещения обозначен через  $\xi$ .

В некоторых соединительных механизмах на кинематику соединения влияет продольное перемещение дисков. Величина продольного перемещения обозначена через  $\gamma$ .

Смещения третьего рода являются общим случаем, смещения первого и второго рода являются частными случаями.

## АНАЛИЗ РАБОТЫ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛОВ

### Элементарная муфта

Несмотря на простоту устройства соединительных механизмов в условиях смещений валов исследование кинематики и динамики является сложной задачей. Для облегчения исследования был применен механизм названный «элементарной муфтой», представляющий собою схематизированный тип соединительного механизма. Элементарная муфта состоит из кривошипов, насаженных на концах соединяемых валов. На одном кривошипе закреплено острое колено, направленное в сторону вращения, на втором плоскость, расположенная вдоль и по радиусу второго вала. Острие кривошипа первого вала при вращении давит на плоскость кривошипа второго вала, заставляя последний вращаться. Кинематические исследования, проведенные на элементарной муфте показали, что в условиях смещений третьего рода углы поворота валов связаны зависимостью:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{z \sin \alpha \cos \gamma - \delta \sin \xi}{z \cos \alpha - \delta \cos \xi} \quad (1)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  — углы поворота ведущего и ведомого валов.

Формула (1) является общей для всех положений валов элементарной муфты. Делая подстановку предельных значений, получим частные случаи чистого параллельного или углового смещения. Анализ формулы (1) показывает, что на разность угла поворота валов, а следовательно и на неравномерность их вращения оказывает влияние:

- 1) величина параллельного смещения;
- 2) угол, на который смещены валы, один относительно другого;

3) направленные смещения;

4) радиус, на котором приложено ведущее усилие.

Максимальное значение разности углов поворота ведущего и ведомого валов, а, следовательно, и максимальное влияние направления смещения валов на изменение скоростей вращения их, были найдены путем частного дифференцирования формулы I по двум переменным  $\alpha$  и  $\xi$  с последующим приравниванием результата нулю.

Таким путем было определено, что самое большое значение разности углов будет иметь место, когда направление параллельного смещения к направлению углового смещения находится под углом около  $45^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $225^\circ$  и  $315^\circ$ .

При параллельных смещениях разность углов поворота валов в зависимости от поворота ведущего вала изменяется по кривой близкой к синусоиде, давая один цикл за оборот, при угловых смещениях получаем подобную кривую, но с двумя полными периодами за оборот. То есть, по отношению к изменению разности углов поворота при параллельных смещениях, кривая разности от угловых смещений является как бы второй гармоникой. Подстановка значений смещений в тех пределах, какие могут иметь место в практике, показывает, что почти во всех случаях неравномерность вращения от параллельных смещений, оказывается намного больше неравномерности от угловых смещений.

Дифференцированием формулы (I) по  $\alpha$  и делая обычные преобразования (например, способом, изложенным в книге «Расчет автомобиля» акад. Чудакова Е. А. для кинематики шарнира Гука) находим скорости и ускорения ведомого вала при постоянной скорости ведущего. Из формулы (I) видно, что в условиях чистого углового смещения кинематическая взаимосвязь элементарной муфты такая же, как и у универсальных шарниров, хотя, схема их устройства принципиально отличается от элементарной муфты.

Для определения потерь в соединении необходимо знать путь скольжения острия по плоскости. Так как точный математический анализ слишком сложен для практического применения, общий путь скольжения находится как корень из суммы квадратов пути скольжения от параллельного и углового смещений. Приближенное значение пути скольжения, вычисленное таким путем будет равно:

$$S = 4\sqrt{\delta^2 + \left(\frac{\pi \xi l}{180}\right)^2} \quad (2)$$

### Однозвенчатая муфта

Исследование муфт с промежуточными звеньями усложняется по сравнению с муфтами непосредственного контакта, т. к. здесь оказывает влияние и продольное перемещение и длина звена, соединяющего ведомый вал с ведущим. Как и для муфт непосредственного контакта анализ ведется на упрощенном, схематизированном типе соединения — «однозвенчатой муфте». Такая муфта состоит из двух дисков или кривошипов, с торца которых (параллельно осям валов) посажены пальцы. Пальцы соединены шарнирно звеном. Кинематические исследования однозвенчатой муфты в условиях смещений третьего рода, показали, что углы поворота валов связаны зависимостью:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{z \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Cos} \gamma - \delta \operatorname{Sin} \xi}{z \operatorname{Cos} \alpha - \delta \operatorname{Cos} \xi} \quad (3)$$

$$\operatorname{Cos} \beta_1 = \frac{z^2 - e^2 + (z \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Sin} \gamma + \lambda)^2 + (z \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Cos} \gamma - \delta \operatorname{Sin} \xi)^2 + (z \operatorname{Cos} \alpha - \delta \operatorname{Cos} \xi)^2}{2z \sqrt{(z \operatorname{Sin} \alpha \operatorname{Cos} \gamma - \delta \operatorname{Cos} \xi)^2 + (z \operatorname{Cos} \alpha - \delta \operatorname{Cos} \xi)^2}} \quad (4)$$

$$\beta = \beta_1 - \beta_2 \quad (5)$$

где помимо величин, обозначения которых приведены в элементарной муфте, имеется:

$l$  — длина звена,

$\lambda$  — величина продольного смещения валов.

Как видно из формул 3, 4 и 5 кинематика звенчатой муфты в условиях смещений третьего рода имеет весьма сложную зависимость, что в значительной мере затрудняет анализ. Сокращение многочленов, входящих в формулу (4), не имеет смысла, поскольку те же значения составных частей многочленов входят в формулу 3. Вместе с тем, однако, эти формулы обладают большой универсальностью, т. к. в них приняты во внимание все факторы. Учитывая возможность самоцентрирования и малое влияние продольных смещений валов можно пренебречь значением продольного перемещения и приравнять его нулю. Подстановкой предельных значений получим частные случаи для угловых или параллельных смещений.

Когда имеется только угловое смещение, а звено охватывает угол в  $90^\circ$ , т. е. когда:

$$e = 2\sqrt{2} \quad \cos \rho_0 = c$$

и тогда

$$\operatorname{tg} \rho = \operatorname{tg} \alpha \cos \beta$$

т. е. получаем вновь формулу кинематической зависимости углов поворота валов, соединенных универсальным шарниром. Следовательно, универсальный шарнир может рассматриваться как частный случай звенчатого соединительного механизма. Такими же частными случаями будут и механизмы с расстановкой пальцев на  $60^\circ$  и меньше (прорезиненный диск, шарнир с резино-металлическими элементами).

## МНОГОЭЛЕМЕНТНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Соединительные механизмы с одним элементом соединения применяются крайне редко, т. к. если усилие вращения передается только в одной, удаленной от центра валов, точке, на опорах валов всегда будет возникать дополнительное усилие, равное, и противоположно направленное, усилиям в месте контакта. Поэтому конструкторы всегда стремятся применять соединительные механизмы с числом элементов, находящихся одновременно в контакте, не меньше двух. Если валы соосны, на опорах их при такой конструкции, не возникает дополнительный усилий. Наличие параллельного смещения валов приводит к тому, что в передаче усилия одновременно будет участвовать всегда только один элемент соединения: выступ, угол, зуб, звено и т. д., причем все элементы поочередно проходят участок окружности, на котором они являются ведущими. Каждый элемент будет ведущим за время поворота валов на угол:

$$K_0 = \frac{360}{Z}$$

где  $Z$  — число элементов в соединении.

Ось симметрии участка, на котором ведет каждый элемент находится под углом  $90^\circ$  к направлению параллельного смещения ведомого вала в сторону вращения.

## МНОГОЭЛЕМЕНТНЫЕ МУФТЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО КОНТАКТА

В пределах угла  $\alpha_0$  в кинематическом исследовании работы многоэлементных соединительных механизмов применяются формулы, выведенные для элементарной и однозвенчатой муфты. В муфтах непосредственного контакта с различной формой выступов нетрудно определить какая грань выступа, проходящая через угол  $\alpha_0$  будет ведущей. Подставляя в выведенные для элементарной муфты формулы вместо  $r$  расстояния от центра вала до ведущего выступа и вместо  $\alpha$  угол поворота выступа в пределах угла  $\alpha_0$  можно определить кинематическую зависимость углов поворота ведущего и ведомого валов. Формулы элементарной муфты применимы только для выступов с радиальным направлением контактирующих плоскостей. Если контактирующие плоскости направлены не по центру вала, в формулы вводятся соответствующие поправки.

Так как на участке  $\alpha_0$  разность углов поворота представляет собой отрезок, близкий по характеру к синусоиде, причем по числу выступов за полный оборот этот отрезок повторяется столько раз, сколько имеется элементов в муфте, с увеличением числа выступов валы будут вращаться равномернее. В таких соединительных механизмах, как зубчатые муфты с большим числом зубьев, скорость вращения валов можно считать равномерной.

Путь скольжения в муфтах непосредственного контакта зависит от направления смещения валов. При параллельном смещении валов общий путь скольжения контактирующих элементов муфты за один оборот валов равен периметру многоугольника с числом сторон, равным числу выступов, вписанного в окружность с радиусом, равным величине параллельного смещения. В пределе, когда число выступов или зубьев, велико, путь скольжения равен длине окружности с радиусом, равным величине параллельного смещения валов. Путь скольжения от угловых смещений будет зависеть от направления смещений валов. В худшем случае, когда угловое смещение лежит в плоскости, перпендикулярной направлению параллельного смещения, путь скольжения за один оборот будет равен произведению периметра многоугольника, вписанного в окружность с радиусом  $\delta$  на синус угла наклона валов.

Общий путь скольжения при смещениях третьего рода с расчетом на худший случай, приближенно может быть найден, как корень из суммы квадратов скольжений от таких же значений чистых параллельных и угловых смещений.

### Многозвенчатые муфты

Формулы, выведенные для однозвенчатой муфты точно так же применимы и для муфт с несколькими жесткими соединительными элементами. При мягких и упругих звеньях кинематическая зависимость усложняется и поэтому обычные формулы не могут применяться.

### УСИЛИЯ В МУФТАХ

Как указывалось выше одностороннее приложение ведущего момента приводит к возникновению дополнительного усилия на опорах валов. В муфтах с несколькими элементами соединения в условиях несоосности каждый элемент ведет на участке окружности, равном углу  $K_0$ , причем все элементы проходят поочередно участок, на котором они будут ведущими. Следовательно, в условиях смещений первого рода, на опорах валов всегда будет действовать усилие, равное, и противоположно направленное, усилию от ведущего момента. Это усилие меняет свое направление в пределах угла  $K_0$ , повторяясь  $Z$  раз на каждый оборот.

В соединительных механизмах с мягкими и упругими элементами усилие распределяется между деформированными элементами, в зависимости от величины деформации. Наибольшую нагрузку, однако, несет звено, находящееся ближе всех к оси симметрии угла  $K_0$ . Помимо дополнительного усилия от одностороннего приложения ведущего момента, на опоры валов будут действовать усилия от сил трения, образующихся за счет скольжения в деталях соединительного механизма при несоосностях, а также от составляющих сил, возникающих от действия основного усилия под углом.

За счет сил трения возникают дополнительные силы: осевая сила при угловых смещениях, равная произведению силы от крутящего момента на коэффициент трения, и такое же радиальное усилие от параллельных смещений. Эти усилия знакопеременны. Так как соединительный механизм обычно рассчитывается на прочность с учетом одновременной передачи усилия всеми элементами соединения, а работает в жестких

соединениях только один, причем передача усилия происходит с трением угла о плоскость, коэффициент трения может достигать весьма значительной величины и, хотя абсолютные потери при этом невелики, износ и нагрев соединения будут значительны.

В жестких соединениях в тех случаях, когда несоосности валов превышают зазоры, дополнительные усилия на опоры валов резко возрастают, что приводит к быстрому разрушению опор и соединительного механизма.

## МЕТОД ГРАФИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ В ЗВЕНЬЯХ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Угловые смещения не оказывают большого влияния на возникновение усилий в звеньях соединительных механизмов. Параллельные смещения приводят к перераспределению нагрузки, между отдельными звеньями, причем наибольшую нагрузку несет то звено, которое проходит по участку окружности в пределах угла  $\alpha_0$ , остальные звенья передают различные усилия в зависимости от того, насколько они деформировались в результате параллельного смещения валов. Рассмотрим работу многозвенчатой муфты со звеньями, работающими на растяжение. Если один из валов муфты, нагруженный небольшим крутящим моментом, сместить параллельно своему прежнему положению, то одно звено, расположенное в пределах угла  $\alpha_0$ , сохранит свою длину, остальные звенья сожмутся, причем один из валов повернется на небольшой угол.

Повернем валы так, чтобы первое звено находилось параллельно направлению смещения валов с центром на оси симметрии угла  $\alpha_0$ . В таком положении длина каждого последующего звена (считая в сторону вращения) определится по формуле:

$$e_n = \sqrt{e_0^2 + 2\delta(e_0 \cdot \delta) \left[ \cos \frac{\alpha_0}{2} (n-1) - 1 \right]} \quad (7)$$

где  $n$  — порядковый номер звена.

Графическое определение усилий в звеньях ведется в следующей последовательности:

1. Находим по формуле (7) длины всех звеньев и откладываем длину их на оси абсцисс от общего полюса.

2. Строятся кривые деформации звеньев в зависимости от усилия для всех звеньев.

3. Суммированием усилий по отдельным звеньям строится кривая, характеризующая жесткость муфты в целом.

4. На суммарной кривой находится точка, соответствующая усилию, при котором желательна знать какая нагрузка будет восприниматься каждым звеном. Из этой точки опускается перпендикуляр на ось абсцисс. Эта линия пересечет кривые деформации отдельных звеньев в точках, которые соответствуют удлинению и усилию на звене под действием усилия от выбранного крутящего момента.

Графический метод определения нагрузки в звеньях одинаково применим ко всем типам элементов. Например, диск из прорезиненной ткани может рассматриваться, как звенчатый механизм с числом звеньев равным числу пальцев. Кривые деформации для такого диска должны строиться с учетом сопротивления сжатия и растяжения отдельных участков.

По нагрузкам на отдельных звеньях можно построить кривую изменения длины одного звена за полный оборот, т. е. звено при вращении проходит все те положения, на которых находилось перед этим другие звенья.

Графический анализ показывает, что увеличение запаса прочности не только не улучшает условия работы звеньев, но наоборот на много ухудшает их. Чем эластичнее звенья, тем равномернее распределяется между ними нагрузка, тем меньше дополнительная нагрузка на опоры валов. Графический метод позволяет определить, какой эластичности звенья выгоднее применять в условиях возможных смещений и крутящих моментов, при которых будет работать муфта.

Полученные, в результате графического исследования, выводы целиком совпадают с экспериментальными данными, что следует из изложенной ниже экспериментальной части работ.

## ИСПЫТАНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В литературных источниках сведения о методах испытаний соединительных механизмов в условиях несоосности крайне скудны. Обычно испытания муфт проводятся на таких же стендах, на каких испытываются шарнирные соединения. В нашем случае от использования обычных стендов пришлось отказаться по следующим причинам:



1. Потери в соединительных механизмах весьма малы и лежат в пределах до 1% от передаваемой мощности, поэтому для испытания необходимо иметь установку с весьма малыми потерями.

2. Испытания должны вестись в условиях всех возможных несоосностей валов, а не только при угловых смещениях.

В соответствии с поставленными требованиями была разработана методика и изготовлена специальная установка испытания соединительных механизмов.

Установка была собрана на жесткой металлической раме. Два вала с закрепленными на конце дисками вращались в двух шариковых подшипниках каждый. Между дисками оставалось свободное пространство для установки испытываемых механизмов. К обоим дискам прикреплялись кронштейны с гнездами для пружин. Между кронштейнами первого и второго валов устанавливались пружины. К центрам дисков крепились ведущие и ведомые половины испытываемого механизма. Пружины создают постоянную нагрузку на муфту, детали муфты удерживают диски на месте, не давая пружинам разойтись. Величина нагрузки на испытываемом механизме зависит от затяжки пружин. Один из валов (ведущий) соединяется с мотором. Второй вал (ведомый) остается свободным. Ведомый вал мог перемещаться на опорах в любое положение. Установкой прокладок под корпуса подшипников ведомому валу давались параллельные и угловые смещения.

Задачи испытаний:

1) определить насколько пригодна предлагаемая установка для испытаний соединительных механизмов;

2) определить потери в соединительных механизмах в зависимости от различных смещений валов;

3) определить какие пределы несоосности могут допускаться для соединительных механизмов из различных материалов;

4) нахождение наиболее точного способа центрирования положений валов.

Испытывались три типа соединительных механизмов:

1) жесткие муфты — кулачная муфта и муфта с радиальным направлением контактирующих плоскостей;

2) диск из прорезиненной ткани;

3) упругое соединение из пружин, работающих на сжатие.

Применяющиеся в заводских условиях способы центрирования не давали достаточной точности. Наиболее точным оказался способ установки соосности при помощи индикато-

ра. При определении угловых смещений индикатор крепится так, чтобы головка его упиралась в торец второго диска. По ходу плунжера индикатора и по расстоянию от центров валов можно было найти угол, на который отклонялись валы. При определении параллельных смещений, индикатор крепился так, чтобы его головка была направлена в сторону вращения валов. На втором диске крепилась плоскость. Головка индикатора упиралась в эту плоскость под прямым углом. По ходу плунжера определялась соосность валов или величина параллельного смещения. Валы при регулировке не разъединяются и проворачиваются совместно. Такой способ позволял с большой точностью находить соосность валов, однако, величина параллельного смещения могла определиться достаточно точно только в таких типах соединения, где не было уравновешенных упругих систем. При наличии упругих систем, несоосность замерялась установкой индикатора плунжером, направленным к центру вала. Головка плунжера при этом упиралась в плоскость на втором валу.

Предлагаемый способ определения соосности позволял делать исключительно точную установку на соосность валов, в пределах чувствительности индикатора, т. е. в пределах до 0,01 мм., независимо от качества обработки базовых поверхностей, чего не давал никакой другой способ. Кроме того, по изменению направления хода плунжера, совершенно точно определялось направление смещения.

Испытания проводились как при параллельных, так и угловых смещениях валов в диапазоне оборотов от 400 до 850. Во всех этих пределах нагрузочная муфта работала безотказно. Потери определялись замером расхода тока.

Жесткие соединительные механизмы показали значительные потери в условиях полной соосности. Эти потери объясняются наличием трения в соединительном механизме при вибрациях и крутильных колебаниях валов. Увеличение несоосности в начальный момент дает незначительное увеличение потерь. С дальнейшим увеличением несоосности потери резко возрастают и приводят к быстрому нагреву соединительного механизма и поломкам. Через 10—15 минут испытаний при несоосности около 1,2—1,5 мм соединительный механизм делается горячим. В местах контакта образуются задирь и вмятины. Поверхность около точек контактов покрывается цветом побежалости, свидетельствующим о высоких температурах, возникающих при работе соединения. Стуки появляются уже при несоосности около 0,5 мм. С дальнейшим

увеличением несоосности стуки быстро возрастают. В соединительных механизмах непосредственного контакта, нет возможности дать чистое угловое смещение вследствие перемещений центра механизма. Поэтому испытания проводились главным образом на параллельное смещение.

Испытания диска из прорезиненной ткани также показали наличие потерь при полной соосности. Эти потери точно также объясняются трением внутри соединения за счет небольших крутильных колебаний валов при вращении. При несоосности потери увеличивались почти по прямой в зависимости от параллельных и угловых смещений. В пределах от 2 мм параллельной несоосности соединение начало нагреваться, с повышением несоосности стал чувствоваться сильный запах горячей резины, хотя нагреты были снаружи лишь металлические части. Следовательно, перегрев происходил за счет плохой теплоотдачи из внутренних слоев муфты. Так как горение резины, безусловно, приводит к быстрому выходу из строя муфты, на этом испытания были прекращены.

Вместо упругой муфты испытывались пружины нагруженной муфты. Те же пружины, которые работали в нагруженной муфте устанавливались таким образом, что они сжимали одна другую. Для этого на ведущем диске было установлено 4 кронштейна с гнездами пружин с обеих сторон на каждом. На ведомом диске было установлено 8 кронштейнов. Расстояние между парами кронштейнов ведомого вала было взято таким, чтобы пружины, упираясь с обеих сторон в кронштейн ведущего вала, были постоянно сжаты. Таким образом, пружины были размещены почти в таком же положении, как и при испытании других типов соединительных механизмов, были настолько же сжаты и работали при таких же несоосностях, при каких работали и при испытании. Очевидно, что потери на сопротивление воздуха и на трение в этом случае будут те же, что и при испытаниях. Такое расположение позволило учесть погрешность, вносимую нагруженной муфтой в результаты испытаний соединительных механизмов, а также давало возможность выяснить, какие потери имеют упругие соединительные механизмы. Результаты испытаний показали, что упругое соединение дает исключительно небольшие потери при соосности валов, причем смещение валов как параллельное, так и угловое почти не вносит потерь в соединении. В тех пределах, в которых могли работать другие типы соединительных механизмов, потери в упругой муфте были значительно меньше чем потери при полной соосности других

типов соединений. Лишь в условиях смещений до 5 мм, когда соседние витки пружины начинали касаться между собою, стали увеличиваться потери.

Испытания показали, что упругие соединения имеют значительные преимущества перед другими соединениями.

1. При полной соосности в упругом соединении потери намного меньше, чем потери в других типах соединений.

2. Упругие соединительные механизмы хорошо работают в условиях смещений валов даже тогда, когда другие типы соединений выходят из строя.

3. С увеличением смещений валов, потери в упругих соединениях растут незначительно в сравнении с другими типами соединений.

Таким образом, запроектированная установка с нагрузочной муфтой вполне себя оправдала при испытании соединительных механизмов. Лишь с помощью нагрузочной муфты можно найти такие незначительные потери, какие имеют место в соединительных механизмах в условиях соосности и малых смещений валов.

## ВЫВОДЫ

1. Параллельные и угловые смещения валов приводят к неравномерным угловым скоростям вращений валов и поэтому на опорах валов и в соединениях возникают дополнительные усилия: от неуравновешенности и действия под углом прилагаемого крутящегося момента, от сил трения, а также от инерционных сил.

2. При параллельной несоосности валов, соединенных жесткой муфтой, на опорах валов появляется дополнительное усилие, изменяющее свое направление на угол  $K_0 = \frac{360}{z}$

При мягких и упругих муфтах за счет распределения прилагаемого крутящего момента между несколькими элементами, это усилие значительно меньше.

3. Жесткие соединения работают во всех случаях хуже мягких и упругих. Лучше других работают упругие муфты: валы, соединенные упругими муфтами, вращаются равномернее, почти не вносят дополнительных потерь, могут быть выполнены на значительные несоосности. Дополнительные нагрузки на опорах валов, соединенных упругими муфтами, значительно меньше, чем при других типах соединений.

4. Увеличение жесткости соединительных элементов значительно ухудшает работу муфты; с повышением запаса прочности и увеличением жесткости срок работы соединительного механизма и других строгостоящих узлов машины значительно сокращается.

5. Полученные в результате производственных исследований выводы позволяют методически и технически правильно подходить к вопросу подбора и расчета подвижных муфт в трансмиссиях тракторов, автомобилей и других специальных машин.

6. Предлагаемый автором способ регулировки соосности дает возможность производить регулировку соосности с значительно более высокой точностью, чем при существующих способах.

7. Разработанный и предложенный автором испытательный стенд с нагрузочной муфтой позволяет с большой точностью выявлять потери в соединительных механизмах и на опорах валов, что дает возможность дальнейших всесторонних исследований, применяющихся на машинах типов подвижных муфт и других видов соединений.

Оригинальность исследования позволяет надеяться, что приведенные в диссертации материалы в значительной степени дополняют имеющиеся в технической литературе данные.

Проектирование и применение более совершенных соединений в трансмиссиях тракторов и других машин, которые могут быть рассчитаны и испытаны на основе произведенных автором исследований даст, без сомнения, большой экономический эффект в нашем советском машиностроении.

**Инженер-механик КАРМАДОНОВ.**