

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРОВОЙ РЕЗИНОКОРДНОЙ ОБОЛОЧКИ УПРУГОЙ МУФТЫ ПРИВОДОВ ТЕПЛОВОЗОВ

А.П. Евдокимов



**ЕВДОКИМОВ
Алексей Петрович**

Кандидат технических наук, докторант Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН (ИМАШ). Специализируется в области нелинейной динамики и механики разрушения вязкоупругих материалов. Автор более 20 научных трудов.

Введение

В настоящее время упругие муфты с торообразными резинокордными оболочками широко применяются в силовых и вспомогательных приводах подвижного состава железных дорог (тепловозах, электровозах, путевых машинах, дизель-поездах) [1, 2]. Существующий комплекс линейных размеров резинокордных оболочек, обеспечивающий соответствующую крутильную жёсткость, позволяет использовать такие муфты в качестве соединительных устройств механизмов силовых и вспомогательных приводов мощностью от 15 до 770 кВт.

1. Назначение и конструкция резинокордной оболочки

Силовой привод представляет собой сложный технический комплекс различной мощности и назначения. Так, например, на маневровом тепловозе типа ТГМ6Д силовым агрегатом является дизель 1 типа 8ЧН2А 26/26 мощностью 885 кВт (рис. 1). На переднем торце дизеля (сторона турбокомпрессора) расположен вал отбора мощности, который передает вращение через вал с упругими пальцами 2 на гидромеханический редуктор 3 привода вентилятора 4.

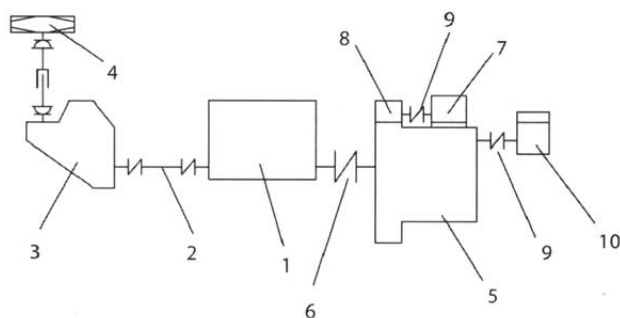


Рис. 1. Силовой привод маневрового тепловоза ТГМ6Д:

- 1 – дизель 8ЧН2А 26/26; 2 – вал с упругими пальцами; 3 – гидромеханический редуктор; 4 – привод вентилятора; 5 – гидродинамическая передача ГП1200/202М; 6 – упругая муфта с резинокордной оболочкой ЭМ580×130; 7 – вспомогательный генератор КГ12,5К; 8 – механический редуктор; 9 – упругая муфта с резинокордной оболочкой ЭМ320×80; 10 – поршневой компрессор ПК5,25А

Со стороны заднего торца дизеля расположена гидродинамическая передача 5 типа ГП1200/202М мощностью 885 кВт. Соединительным устройством этих агрегатов является демпфирующая упругая муфта 6 с резинокордной оболочкой ЭМ580×130.

На корпусе гидродинамической передачи расположен вспомогательный генератор 7 типа КГ12,5К, мощностью 45 кВт, который приводится во вращение от двухступенчатого механического редуктора 8 через упругую муфту 9 с резинокордной оболочкой ЭМ320×80. Этот редуктор получает крутящий момент от шестерни входного вала гидродинамической передачи.

Входной вал гидродинамической передачи передает крутящий момент на поршневой компрессор 10 типа ПК5,25А мощностью 45 кВт. Соединительным элементом здесь также является упругая муфта с оболочкой ЭМ320×80.

Резинокордная оболочка (рис. 2) является многослойным конструктивным элементом [2, 3] и состоит из резинокордного каркаса 1, имеющего в бортовой части металлическое кольцо 2, протектора 3 и внутреннего защитного слоя 4. Каркас является несущей частью

резинокордной оболочки, воспринимающей основную нагрузку при передаче крутящего момента, и состоит из перекрещивающихся слоёв капронового корда, пропитанного резиной на основе синтетического каучука. Кордные нити каркаса уложены под углом закроя 45°. Края кордных слоев завернуты вокруг крыльев, что обеспечивает надежное их крепление в бортовых частях оболочки.

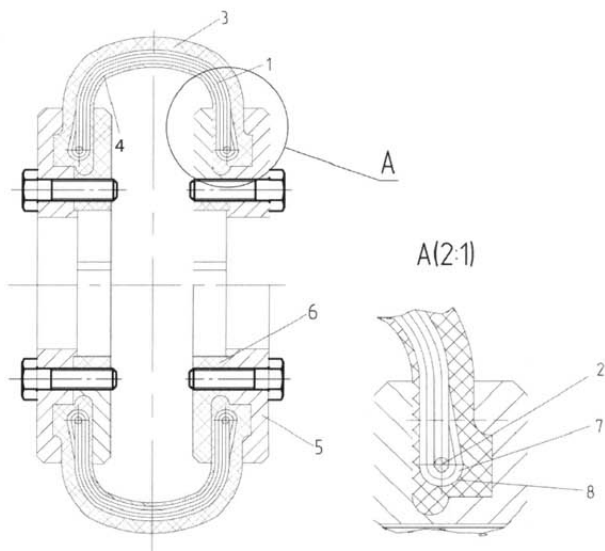


Рис. 2. Резинокордная оболочка:

- 1 – резинокордный каркас; 2 – металлическое кольцо; 3 – протектор; 4 – защитный внутренний слой; 5 – наружные металлические фланцы; 6 – внутренние разрезные кольца; 7 – наполнительный шнур; 8 – крыльевая лента

Борт резинокордной оболочки обеспечивает передачу крутящего момента за счет трения в местах контакта оболочки с металлическими наружными фланцами 5 и разрезными внутренними кольцами 6. Силы трения противодействуют центробежным силам, действующим на резинокордный элемент при вращении муфты, радиальным изгибающим моментам при радиальных и угловых смещениях осей валов.

Бортовое крыло состоит из металлического проволочного кольца диаметром 1 мм, наполнительного шнура 7 и крыльевой ленты 8. Применение кольца из металлической прово-

локи способствует увеличению жесткости бор-та и обеспечивает более надежное крепление концов кордных слоев в бортовых частях.

Протектор снаружи защищает кордный каркас от механических повреждений и способствует увеличению крутильной жесткости и устойчивости оболочек при передаче крутящего момента. Протектор представляет собой профилированный слой резины, имеющий толщину по короне 9–12 мм. Изнутри кордный каркас защищён от механических повреждений слоем резины толщиной 1,5–2 мм. Физико-механические показатели свойств резин для элементов резинокордных оболочек приведены в таблице.

Опыт эксплуатации приводов показывает, что с позиции долговечности резинокордные оболочки являются одним из слабых звеньев, так как испытывают импульсные, знакопеременные, высокочастотные периодические и непериодические нагрузки. Поэтому необходима оценка их долговечности.

Дестабилизирующие процессы в оболочках обусловлены следующими факторами и предельными состояниями [4, 5]: 1) появление на поверхности оболочек усталостной трещины; 2) достижение температурой диссипативного разогрева критического уровня; 3) потеря несущей способности конструкции; 4) достижение усталостными трещинами критических размеров для данной конструкции; 5) изменение жесткости конструкции в результате старения материала.

Причины потери несущей способности могут быть следующие: а) пластическое течение резинового слоя при напряжениях, превышающих предельно допустимые; б) уменьшение жесткости при недовулканизации изделия, воздействию высоких температур, масел, кислот, щелочей и т.д.; в) отслаивание резинового слоя от корда; г) рост усталостных трещин в резиновом массиве; д) появление больших остаточных деформаций от механического воздействия.

Для резиновых изделий процесс разрушения можно условно разделить на три фазы [5]: в первой фазе происходит деформация материала под действием внутренних напряжений; вторая фаза характеризуется разрывом макромолекул; в третьей фазе происходит зарождение, накопление, развитие микротрещин и их слияние, приводящее в конечном итоге к макроразрушению детали.

Дефекты на торообразных резинокордных оболочках проявляются в виде трещин на торцовых частях на расстоянии 10–20 мм от металлических фланцев муфты и длиной 20–25 мм и более по окружности (рис. 3, а). Имеются также сквозные трещины длиной 30–50 мм. На короне резинокордной оболочки могут также наблюдаться дефекты конусообразной формы глубиной 6–8 мм и длиной 15–20 мм, расположенные на расстоянии 20–25 мм друг от друга. Кроме того, известны случаи возникновения трещин внутри резиновой поверхности оболочки (рис. 3, б) с последующим ее разрушением.

Таблица

Физико-механические характеристики	Протектор СКМС-30А, РК15 + СКД	Обкладка корда каркаса СКМС-30, АРКМ-15 + СКИ-3	Внутренний резиновый слой СКМС-30, АРКМ-15 + СКД
Предел прочности при разрыве, МПа, не менее	14,0 – 19,0	15,0 – 17,0	14,0 – 18,0
Модуль при 300% удлинения, МПа, не менее	6,0 – 7,4	9,0 – 11,0	6,0 – 7,2
Относительное удлинение при разрыве, %, не менее	480 – 610	350 – 550	480 – 600
Твердость, усл. ед.	50 – 60	55 – 65	50 – 60
Теплообразование при сжатии на 40%, °С	95	82	90
Прочность связи между деталями при расслоении, Н/м:			
протектор-каркас	–	0,95	–
между слоями каркаса	–	0,82	–
каркас-внутренний слой	–	0,9	–

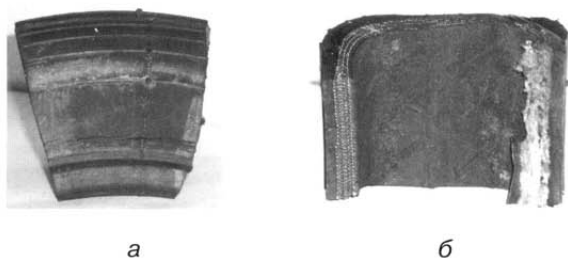


Рис. 3. Дефекты резинокордной оболочки:
а – на наружной поверхности;
б – на внутренней поверхности

Исходя из вышеизложенного следует, что исследование несущей способности резинокордных оболочек в условиях динамической нагруженности является актуальной задачей.

2. Испытания резинокордной оболочки в режиме статического нагружения

Одним из основных показателей несущей способности торообразной резинокордной оболочки является ее демпфирующая способность, которая определяется в процессе статических испытаний.

Наглядное представление о нелинейной связи напряжение-перемещение дают гистерезисные петли, получаемые при циклической нагрузке нелинейного материала. Площадь петли гистерезиса численно равна энергии, которая необратимо поглощается при деформации оболочки и переходит в тепло. В общем виде средняя суммарная величина рассеиваемой энергии, выделяемой в течение одного цикла W , может быть представлена таким образом:

$$W = \frac{G_0 \omega \psi A^2}{2\pi} f(x, y, z), \quad (1)$$

где $f(x, y, z)$ – функция зависимости напряжение-перемещение, ψ – коэффициент поглощения энергии, ω – собственная частота колебаний, A – амплитуда затухающих колебаний.

При помощи данного выражения можно предварительно выяснить характер крутильных колебаний системы с резинокордными оболочками. Допуская, что эти колебания вызывают в оболочках малые деформации кручения, крутильная податливость оболочки e может быть

оценена как первая производная от деформации кручения по вызывающему ее эластическому моменту:

$$e \approx (e)_{F \rightarrow 0} = \frac{d\varphi}{dU} = 1: \left(\frac{dU}{d\varphi} \right). \quad (2)$$

Таким образом, для определения крутильной податливости резинокордной оболочки необходимо располагать так называемой характеристикой зависимости между ее деформацией кручения и передаваемым эластическим моментом. При этом применяется статическое нагружение оболочки, которое предполагает, что скорость приложения нагрузки не превышает скорости протекания релаксационных процессов в полимерных материалах, из которых она сделана. Такие режимы нагружения позволяют определить зависимости упруго-демпфирующих свойств оболочек от температуры и времени приложения нагрузки.

Объектом исследований являлась торовая резинокордная оболочка (РКО) вращения ЭМ320×80. Испытания упругой муфты с резинокордной оболочкой производились на стенде СТ59-1, конструкция которого позволяет нагружать оболочку статическим крутящим моментом, а также поперечными сдвигающими и осевыми сжимающими силами (рис. 4). К правой стойке 1 крепится вал 2 с мессдозой 3, с помощью которой измеряются значения осевого и поперечного усилий, приложенных к оболочке 8. На приводном валу 4 расположен нагружающий рычаг 5, позволяющий осуществлять поворот РКО относительно левого корпуса опоры 6, который закреплен на раме 7. Между валом 2 с мессдозой и приводным валом 4 установлена испытываемая упругая муфта 8 с резинокордной оболочкой.

Нагружение муфты статическим крутящим моментом осуществляется поворотом рычага 5 при помощи домкрата 9, установленного на раме 7 стенда. Приложенное усилие контролируется динамометром 10 типа ДОСМ-3-3. Угол закручивания оболочки определяется при помощи портативного анализатора сигнала 11 типа АСП-N1250, расположенного на раме стенда. Проволочный датчик анализатора соединен

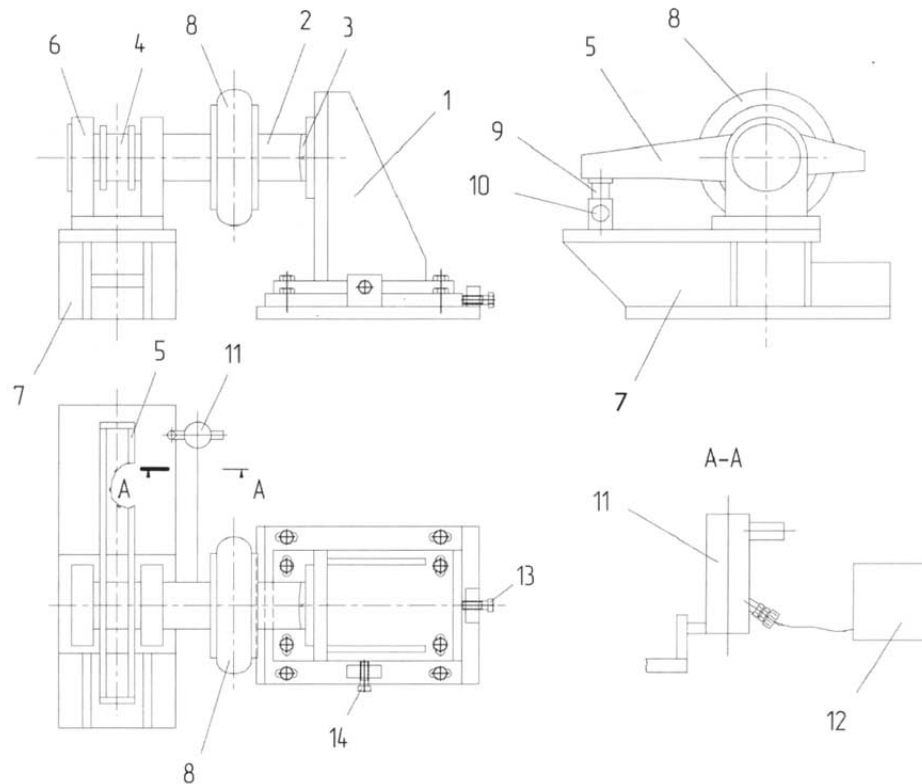


Рис. 4. Стенд для проведения статических испытаний:

1 – правая стойка; 2 – вал; 3 – мессдоза; 4 – приводной вал; 5 – рычаг; 6 – корпус опоры; 7 – рама; 8 – упругая муфта с испытываемой резинокордной оболочкой; 9 – домкрат; 10 – динамометр; 11 – анализатор сигнала АСП-N1250; 12 – компьютер; 13, 14 – болты

с металлическим фланцем упругой муфты. При повороте оболочки сигнал поступает в компьютер 12 анализатора сигнала, на мониторе которого отображается информация об угле закручивания оболочки. По приложенной к рычагу силе и возникшему при этом тангенциальному перемещению резинокордной оболочки определяются статический крутящий момент и деформация кручения оболочки.

С помощью болтов 13 и 14 происходит соответственно осевое и поперечное перемещение правой стойки стенда. В результате создается осевое и радиальное перемещения оболочки. Величина прилагаемого усилия контролируется мессдозой, смещения оболочки – анализатором сигнала 11.

Экспериментальные исследования выполняли при нагружении оболочек статическим крутящим моментом со скоростью деформирования $3,5 \cdot 10^{-4}$ рад/с, а также поперечной

перерезывающей и осевой сжимающей силой со скоростью перемещения $\sim 1 \cdot 10^{-2}$ мм/с. Схемы нагружения показана на рис. 5.

По результатам исследований были построены петли гистерезиса, полученные при испытаниях на кручение (рис. 6, а), на сдвиг (рис. 6, б) и на сжатие (рис. 6, в).

Испытания резинокордной оболочки под действием статического крутящего момента позволили определить демпфирующую способность испытуемых узлов, которая оценивалась коэффициентом поглощения энергии ψ , равным отношению потерянной за цикл энергии Ψ к наибольшему значению потенциальной энергии Π оболочки [6]:

$$\psi = \Psi / \Pi; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Psi &= \int_0^T b_2 \dot{\varphi}^2(t) dt = b_2 (\varphi \dot{\omega})^2 \int_0^T \sin^2 \omega t dt = \\ &= \pi \varphi^2 \omega b_2, \quad \Pi = c \varphi^2 / 2, \end{aligned}$$

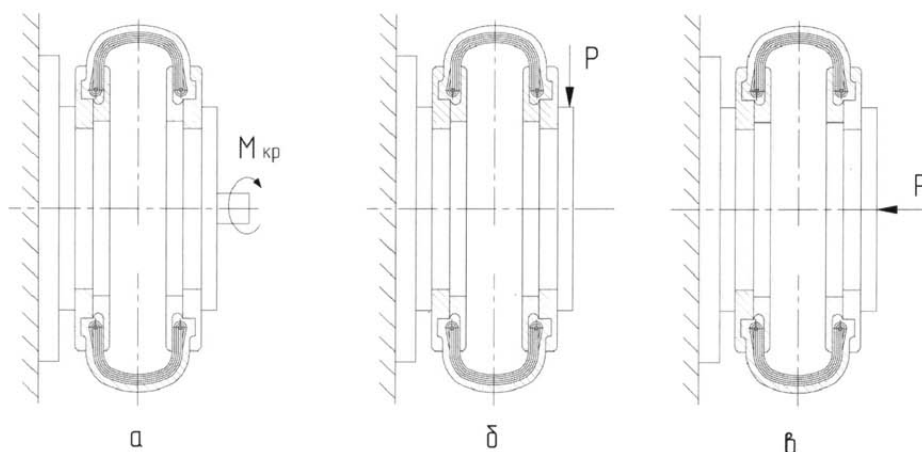


Рис. 5. Схемы нагружения резинокордной оболочки:

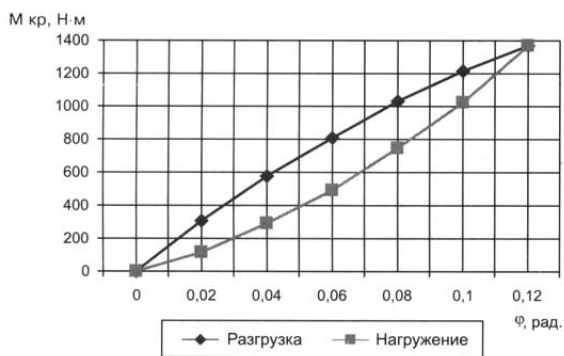
а – статическим крутящим моментом; б – радиальным усилием; в – осевым усилием

где $T = 2\pi/\omega$ – период демпфирования; b_2 – константа; $c = \tan\alpha$ – угол наклона петли гистерезиса, который характеризует жесткость оболочки.

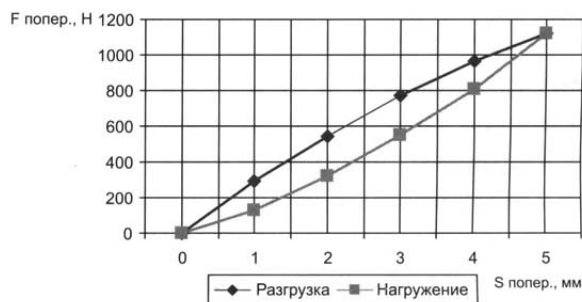
В результате вычислений получен коэффициент поглощения $\psi = 0,47$.

Данные по сопротивлению статическим деформациям при однократном нагружении указывают на существенную нелинейность интегральных характеристик, определяющих связь

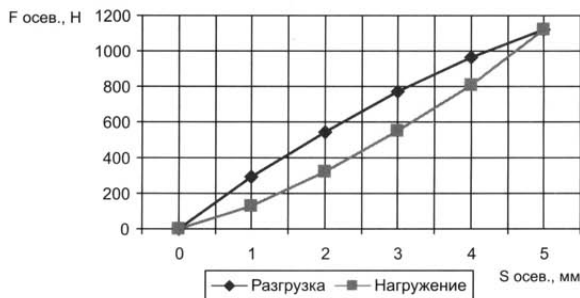
между крутящими моментами и угловыми перемещениями. В свою очередь эти усилия и перемещения порождают радиальные и осевые смещения, а их общая комбинация определяет зоны накопления повреждений и разрушений. Реальные условия нагружения торообразных резинокордных оболочек требуют перехода к анализу не только циклических, но и термоциклических процессов деформирования и разрушения.



а)



б)



в)

Рис. 6. Зависимости усилие-перемещение при испытаниях: а – на кручение; б – на сдвиг; в – на сжатие

3. Исследование несущей способности резинокордной оболочки в режиме динамического нагружения

3.1. Динамические процессы приводов с резинокордной оболочки

Элементы силовых и вспомогательных приводов с упругими муфтами подвержены действию значительных динамических нагрузок, обусловленных рабочими процессами механизмов [7–10]: периодическими изменениями давления в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессорах, рабочими процессами гидроаппаратов гидродинамических передач тепловозов, периодическими изменениями сил притяжения электромагнитов, питаемых переменным током электромашин.

Процесс работы механизмов привода сопровождается крутильными колебаниями [11–13]. В валах поршневых машин возникновение этого вида колебаний обусловлено неравномерным (по времени) вращающим моментом. Такие колебания могут возникать и в валах электрических машин, если крутящий момент, передаваемый валом, не является постоянным.

Основная особенность динамики подобного рода заключается в том, что вследствие неравномерного вращения вала механизма привода возникают два вида реакций (реактивных моментов): момент сил инерции маховых масс и момент сил упругости участков соединительного устройства [9, 14]. Первый реактивный момент создается каждой массой при ее неравномерном вращении, направлен в сторону, противоположную ускорению этого вращения, и равен

$$J_p = \theta \ddot{\varphi}, \quad (4)$$

где θ – момент инерции массы, $\ddot{\varphi}$ – ускорение вращения массы.

Второй реактивный момент возникает на валах механизмов привода вследствие неодинаковой мгновенной величины деформации кручения этих валов. Если вал приводного механизма отклонится на угол φ_1 , а вал исполнительного механизма в тоже мгновение откло-

нится на какой-то другой угол φ_2 , то на валу возникает реакция в виде момента сил упругости (динамического крутящего момента). Динамический крутящий момент направлен в сторону, противоположную закручиванию данного участка, и пропорционален величине последнего, т.е. $U = \varphi/e$, где e – податливость участка вала.

3.2. Стенд для исследования динамической нагруженности резинокордной оболочки

Исследования динамической нагруженности резинокордной оболочки производились на стенде, кинематическая схема которого представлена на рис. 7. К правой стойке 1 крепится вал 2 с наклеенными на его поверхности под углом 45° тензодатчиками 3. На приводном валу 4 расположен рычаг 5, позволяющий осуществлять поворот левого торца резинокордной оболочки 8 относительно левой опоры 6, которая закреплена на раме 7. Между валом 2 и приводным валом 4 установлена испытываемая муфта 8 с резинокордной оболочкой.

На левой стороне рычага 5 расположен эксцентрический вибратор 9, позволяющий нагружать оболочку динамическим крутящим моментом. Правая сторона рычага опирается на тарированную пружину 10, при помощи которой создается номинальный крутящий момент. Величина этого момента зависит от затяжки пружины, регулируемой болтом 11. Собственная частота пружины должна быть существенно выше частоты вращения двигателя 12.

Вибратор 9 получает вращение от электродвигателя 12 при помощи клиноремённой передачи 13. Суммарное значение частоты нагружения, амплитуды динамического момента и номинального крутящего момента передается на тензодатчик, сигнал которого подается на экран осциллографа Н115 и фиксирует динамический крутящий момент в зависимости от частоты вращения.

Тангенциальная деформация на поверхности оболочки измерялась балочным прогибόμε-

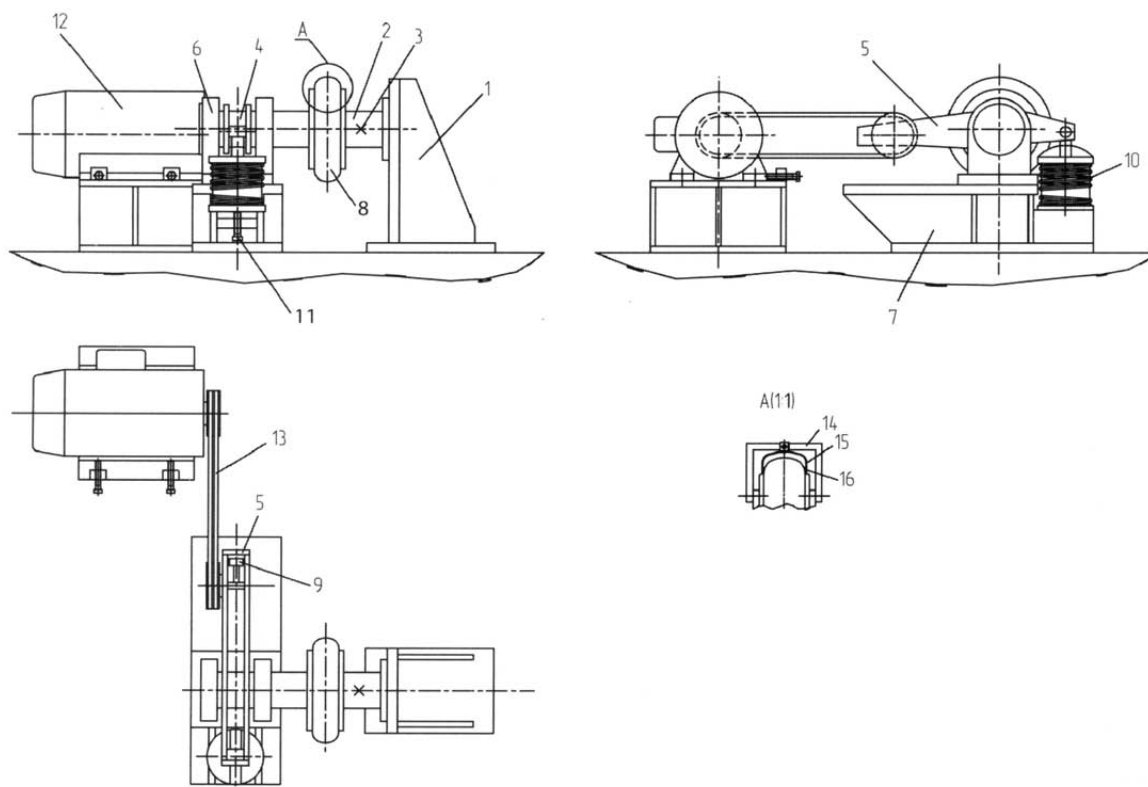


Рис. 7. Стенд для проведения динамических испытаний:

- 1 – правая стойка; 2 – вал; 3 – тензодатчики; 4 – приводной вал; 5 – рычаг; 6 – левая опора;
7 – рама; 8 – испытываемая муфта с резинокордной оболочкой; 9 – эксцентрический вибратор;
10 – тарированная пружина; 11 – регулировочный болт; 12 – двигатель; 13 – клиноременная передача;
14 – прогибомер; 15 – измерительное устройство; 16 – тензодатчики

ром. Кронштейн прогибомера 14 устанавливается между металлическими фланцами упругой муфты. На кронштейне крепится измерительное устройство 15, изготовленное из пружинной стали с заневоливанием и последующей закалкой. На торцевых частях этого устройства наклеены проволочные тензодатчики 16. При этом обеспечивается температурная компенсация полумоста.

3.3. Определение динамического крутящего момента

При исследовании колебаний систем с нелинейным соединительным элементом необходимо различать два условия работы соединения [8, 9, 14]. В первом случае соединение имеет симметричную характеристику зависимости эластического момента от угла закручивания и не передает среднего крутящего момента. Во вто-

ром случае соединение передает средний крутящий момент (при этом безразлично, симметричная или несимметричная характеристика) или имеет несимметричную характеристику.

Рассматривая второй, более общий случай с учетом нелинейных свойств соединения, ограничимся только первым приближением, а именно предположим, что нелинейные колебания по форме зависимости от времени мало отличаются от синусоидальных:

$$\varphi_{k, k+1}^{cp} \approx \varphi_{k, k+1}^* = \varphi_{k, k+1}^{cp} + B_{k, k+1}^* \sin(\omega t + \xi_{k, k+1}), \quad (5)$$

где $\varphi_{k, k+1}^{cp}$ – угол закручивания соединения, обусловленный средним крутящим моментом; $B_{k, k+1}^*$ – амплитуда приведенной деформации кручения, т.е. синусоидальной составляющей в общей деформации соединения; ξ – начальная фаза колебаний; ω – круговая частота колебаний; k – индекс массы.

Такой же синусоидальный закон зависимости от времени предполагается и для эластического момента:

$$U_{k,k+1} = f(\varphi_{k,k+1}) \approx f[\varphi_{k,k+1} + B_{k,k+1}^* \sin(\omega t + \xi_{k,k+1})] = U''_{k,k+1} \approx U^*_{k,k+1} \quad (6)$$

$$= U^{cp}_{k,k+1} + F^*_{k,k+1} \sin(\omega t + \xi_{k,k+1}),$$

где $F^*_{k,k+1}$ – амплитуда приведенного эластического момента соединения.

В действительности же, после подстановки в $f(\varphi_{k,k+1})$ приближенного синусоидального выражения для угла $\varphi_{k,k+1} \approx \varphi^*_{k,k+1}$ эластический момент $U''_{k,k+1}$ будет иметь более сложную зависимость от времени, которую всегда можно представить в виде ряда Фурье:

$$U''_{k,k+1} = U^{cp}_{k,k+1} + F^{1*}_{k,k+1} \sin(\omega t + \xi_{k,k+1}) + F^{2*}_{k,k+1} \sin 2(\omega t + \xi_{k,k+1}) + F^{3*}_{k,k+1} \sin 3(\omega t + \xi_{k,k+1}) + \dots, \quad (7)$$

$F^{j*}_{k,k+1}$ – амплитуда приведенного эластического момента соединения от j -й массы.

Следовательно, предположение о синусоидальном законе для $U_{k,k+1}$ в этих условиях равносильно тому, чтобы в данном ряде были удержаны только первые два члена. Коэффициенты первых двух членов этого ряда определяются по известным формулам разложения функции в ряд Фурье:

$$U^{cp}_{k,k+1} = \frac{1}{2\pi} \int_{\omega t=0}^{2\pi} U''_{k,k+1} d(\omega t + \xi_{k,k+1});$$

$$F^*_{k,k+1} = \frac{1}{\pi} \int_{\omega t=0}^{2\pi} U''_{k,k+1} \sin(\omega t + \xi_{k,k+1}) d(\omega t + \xi_{k,k+1}) = \quad (8)$$

$$= \dots = \frac{1}{\pi B^*_{k,k+1}} \int_{\omega t=-\xi_{k,k+1}}^{2\pi-\xi_{k,k+1}} U''_{k,k+1} d\sqrt{B_{k,k+1}^{*2} - (\varphi^*_{k,k+1} - \varphi^{cp}_{k,k+1})^2}.$$

Первый член $U^{cp}_{k,k+1}$ называется средним эластическим моментом нелинейного соединения, а амплитуда второго члена $F^*_{k,k+1}$ – амплитудой приведенного эластического момента этого соединения.

Средний эластический момент в соединении представляет собой передаваемый данным соединением средний крутящий момент $M^{cp}_{k,k+1}$

$$U^{cp}_{k,k+1} = M^{cp}_{k,k+1}, \quad (9)$$

а приведенный эластический момент с амплитудой $F^*_{k,k+1}$ взаимодействует с моментами, возникающими при крутильных колебаниях в

частях системы слева и справа от этого соединения.

Для первого из указанных в начале настоящего параграфа двух случаев имеем

$$\varphi^{cp}_{k,k+1} = 0,$$

вследствие чего формулы (8) упрощаются и принимают вид:

$$U^{cp}_{k,k+1} = 0;$$

$$F^*_{k,k+1} = \frac{4}{\pi B^*_{k,k+1}} \int_{\omega t=-\xi_{k,k+1}}^{\frac{\pi}{2}-\xi_{k,k+1}} U''_{k,k+1} d\sqrt{B_{k,k+1}^{*2} - \varphi_{k,k+1}^{*2}}. \quad (10)$$

Величины $U^{cp}_{k,k+1}$ и $F^*_{k,k+1}$ являются основными характеристиками для нелинейных соединений. В результате выполнения интегрирования по формулам (8) эти величины получаются в виде функций от $\varphi^{cp}_{k,k+1}$ и $B^*_{k,k+1}$. Данные функции редко удается получить в аналитической форме, и поэтому в этом случае необходимо проведение экспериментальных исследований изменения динамического крутящего момента соединяемых валов механизмов привода и деформации кручения резинокордной оболочки в зависимости от режимов работы и частоты вращения приводного механизма.

Экспериментальные исследования определения деформации кручения резинокордной оболочки проводились с помощью балочного прогибомера. Одновременно методом тензометрии проводились исследования динамического крутящего момента на валу компрессора ПК5,25 с использованием следующей тензоаппаратуры: тензорезисторы 2ПКБ-100В, тензоусилители ТА5, светолучевой осциллограф Н115, торцевой токосъемник.

В режиме пуска дизеля наблюдался двухкратный всплеск нагрузки (рис. 8). При первом всплеске значительная часть нагрузки приходилась на резинокордную оболочку, второй всплеск сопровождался увеличением динамического крутящего момента на валу компрессора. Это объясняется тем, что в первом случае сравнительно небольшую нагрузку воспринимала на себя резинокордная оболочка, во втором – упруго-демпфирующие свойства оболочки были не способны снизить уровень динамических нагрузок на валу поршневого ком-

прессора до требуемой величины. Значение деформации кручения оболочки при максимальной нагрузке была примерно в 2 раза выше номинальной.

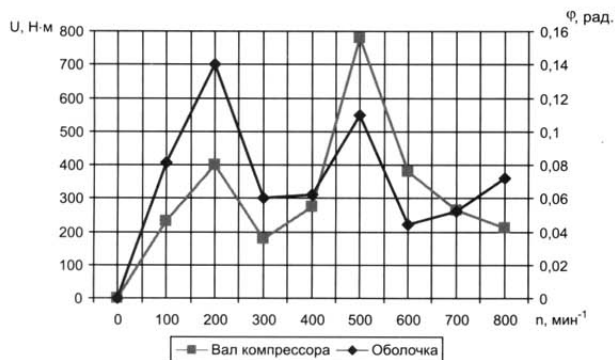


Рис. 8. Изменение динамического крутящего момента при пуске двигателя

Рабочий процесс дизеля сопровождался возникновением значительных динамических нагрузок на минимальных (700–900 мин⁻¹) и максимальных (1300–1500 мин⁻¹) частотах вращения (рис. 9). Причем в диапазоне минимальных частот вращения величина нагрузки на валу компрессора была выше, чем на резинокордной оболочке.



Рис. 9. Изменение динамического крутящего момента на рабочем диапазоне частоты вращения двигателя

Из анализа приведенных графиков следует, что более продолжительный период работы силовой установки сопровождался значительными динамическими нагрузками резинокордной оболочки. В результате происходило снижение деформации кручения валов меха-

низмов и уровня крутильных колебаний с одновременным сокращением срока службы резинокордных оболочек.

3.4. Приведенная податливость резинокордных оболочек

Приведенная податливость представляет собой отношение угла закручивания φ участка привода к величине эластического момента

$$e = \varphi / U. \quad (11)$$

Силовой привод, в котором используется упругая муфта с резинокордной оболочкой, рассматривается как нелинейное соединение. Удобно представлять приведенную податливость в зависимости от амплитуды приведенного эластического момента $F_{k,k+1}^*$ и среднего крутящего момента $M_{k,k+1}^{cp}$ в таком виде:

$$e_{k,k+1}^* = \frac{B_{k,k+1}^*}{F_{k,k+1}^*} = \dots = f(F_{k,k+1}^*, M_{k,k+1}^{cp}), \quad (12)$$

где $B_{k,k+1}^*$ — амплитуда приведенной деформации кручения.

Зависимость приведенной податливости от эластического момента

Экспериментальные исследования проводились при температуре резинокордной оболочки +20 °С. Нагружение осуществлялось при отсутствии среднего крутящего момента, номинальное и максимальное значения эластического момента составляли 80 и 250 Н·м, при частотах колебаний 14 и 34 Гц соответственно.

Результаты экспериментальных исследований показали, что по мере возрастания эластического момента приведенная податливость резинокордной оболочки увеличивалась (рис. 10). Наибольшее ее значение наблюдалось при отсутствии среднего крутящего момента и номинального значения частоты колебаний. С увеличением частоты колебаний податливость снижалась. В первом случае кривые графиков имели ярко выраженный нелинейный характер (рис. 10, а). При номинальном и максимальном значениях крутящего момента кривые приближались к линейной зави-

симости (рис. 10, б, в). Существенной разницы в полученных значениях приведенной податливости при различных величинах среднего крутящего момента не наблюдалось.

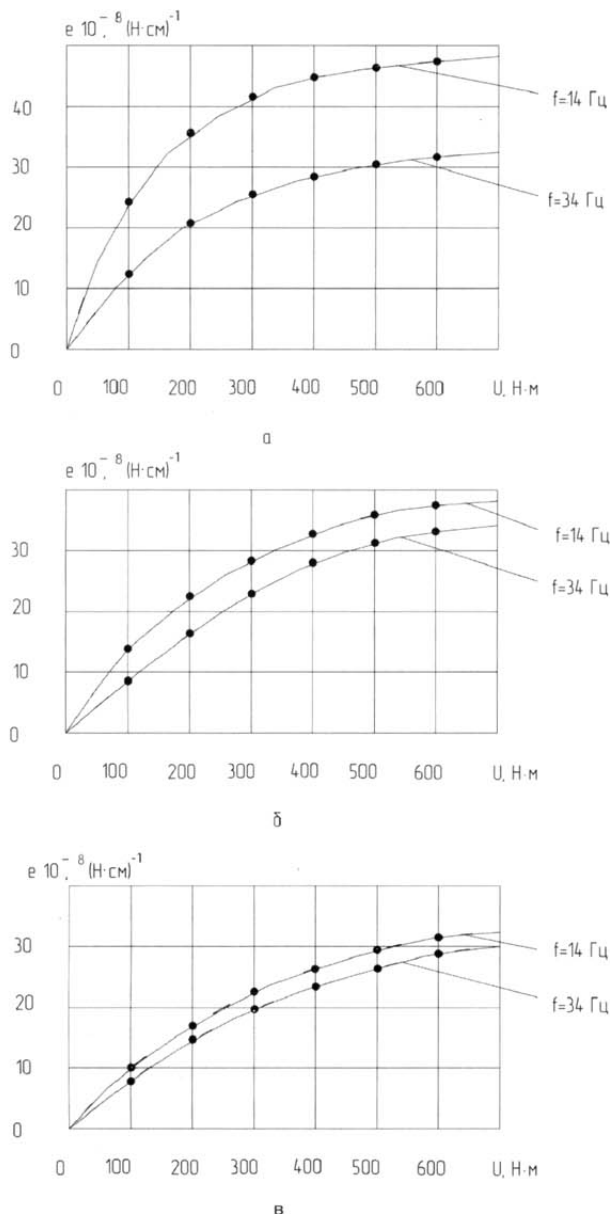


Рис. 10. Зависимость приведенной податливости резинокордной оболочки от эластического момента:

а – $M_{кр}^{cp} = 0$; б – $M_{кр}^{cp} = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
в – $M_{кр}^{cp} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

Зависимость приведенной податливости от частоты колебаний

Нагружение резинокордных оболочек осуществлялось при ее температуре $+20^\circ \text{C}$, отсутствии среднего крутящего момента и значениях эластического момента 200, 400, 600 и 800 Н·м. Снижение величины приведенной податливости происходило с увеличением значения частоты колебаний (рис. 11). Максимальная величина податливости соответствовала максимальному значению эластического момента. Кривые графиков на всех диапазонах нагрузок оставались почти параллельными друг другу и при значении частоты колебаний выше 26,6 Гц имели линейный характер.

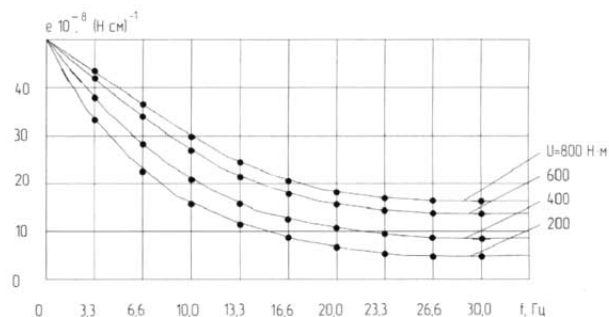


Рис. 11. Зависимость приведенной податливости резинокордной оболочки от частоты колебаний

Зависимость приведенной податливости от величины среднего крутящего момента

Увеличение значения среднего крутящего момента вызывало снижение приведенной податливости оболочки (рис. 12), характер изменения которой был плавным. Номинальное значение частоты колебаний соответствовало наибольшему значению приведенной податливости. В данном случае максимальное значение эластического момента обуславливает повышение податливости резинокордной оболочки.

Исследование осуществлялось нагружением эластическими моментами при отсутствии среднего крутящего момента и наличии номи-

нального значения частоты колебаний. Измерение температуры резинокордной оболочки осуществлялось термопарой ХК и потенциометром ПП63.

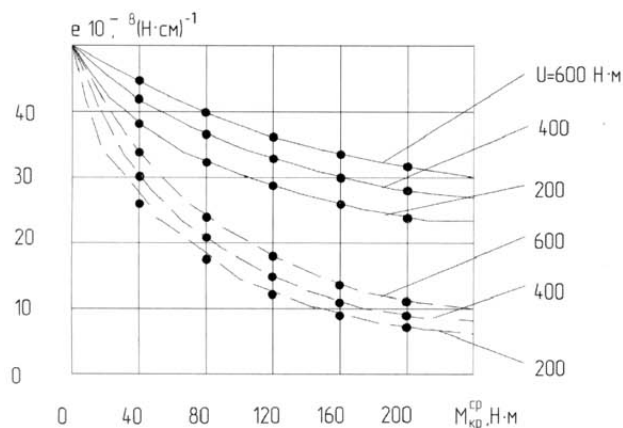


Рис. 12. Зависимость приведенной податливости резинокордной оболочки от среднего крутящего момента:
 — частота колебаний 14 Гц;
 --- частота колебаний 34 Гц

Зависимость приведенной податливости от температуры

С ростом температуры значение приведенной податливости увеличивалось (рис. 13). Как и в предыдущем случае, возрастание податливости наблюдалось при увеличении значения эластического момента.

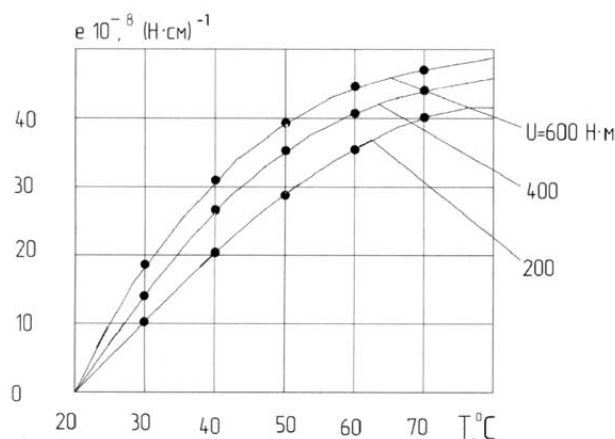


Рис. 13. Зависимость приведенной податливости резинокордной оболочки от температуры

Таким образом, различные виды нагрузки вызывают разное поведение резинокордной оболочки. Так, увеличение приведенной податливости наблюдалось при повышении эластического момента и температуры. В этом случае осуществлялся переход оболочки от высокоэластичного к вязкотекучему состоянию и уменьшался модуль упругости. В вязкотекучем состоянии для оболочки характерны необратимые пластические деформации, при наличии которых резко сокращается срок службы упругого элемента.

При возрастании частоты колебаний и среднего крутящего момента приведенная податливость снижалась вследствие того, что происходил переход от высокоэластичного состояния материала к состоянию стеклования. При этом происходило снижение упруго-демпфирующих свойств резинокордной оболочки, что также являлось одной из основных причин снижения долговечности элементов привода.

3.5. Осевые усилия торовых резинокордных оболочек

Повышенная частота вращения (более 2000 мин⁻¹) является причиной появления значительных осевых сил в резинокордных оболочках упругих соединительных муфт механизмов привода.

При вращении муфты на резинокордную оболочку также действуют и центробежные силы, стремящиеся увеличить диаметр оболочки и «вырвать» ее из узла крепления к металлическим фланцам. Вследствие того, что направление действия центробежных сил совпадает с направлением усилий в узле крепления, а профиль оболочки достаточно легко изменяется под действием этих сил, то возникающие при этом осевые усилия стремятся сблизить металлические фланцы упругой муфты.

Сила, вызывающая осевое смещение оболочек, определяется по формуле:

$$P = WDEB_w; \quad (13)$$

$$W = \frac{Q_w}{E \delta \alpha_1} \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{\partial_{1r} \cos \theta}{1 + \alpha_1 \sin \theta} d\theta;$$

$$B_w = \pi (1 - \alpha) 1/b_w; \alpha_1 = r/R,$$

где W – осевое смещение оболочки; E – модуль упругости материала; D – наружный диаметр оболочки; Q_w – нагрузка, приходящаяся на единицу длины окружности оси тора; R – радиус круговой оси тора; r – радиус образующей окружности тора; δ – толщина оболочки; θ – угол, характеризующий положение расчетного сечения оболочки; ϑ – вещественная часть комплексной разрешающей функции [3].

В процессе испытаний оболочка устанавливалась в следующие положения: нормальное (без деформации растяжения-сжатия), сжатие при осевом смещении на величину 4 мм, растяжение при осевом смещении на величину 6 мм. Полученные экспериментальные результаты показали следующее.

С увеличением частоты вращения муфты величина осевой силы возрастала, наиболее интенсивно – в диапазоне средней и максимальной частоты вращения (рис. 14). Наибольшее значение осевой силы было зафиксировано при растяжении оболочки. Сравнительно небольшое расхождение в полученных результатах отмечено при отсутствии деформации оболочки и при ее сжатии.

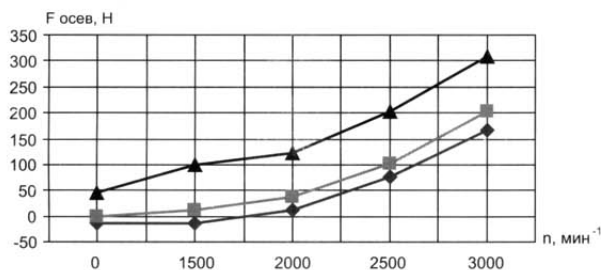


Рис. 14. Зависимости осевой силы оболочки от частоты вращения: ширина оболочки
—◆— 86 см, —■— 90 см, —▲— 94 см

При действии центробежных сил увеличивался наружный диаметр (до 10 мм) и изменялась кривизна участков профиля оболочки. При повышенной частоте вращения профиль приобретал конусообразную форму с закругленной вершиной, а диаметр в этом случае становился равным 16 мм. С увеличением частоты вращения повышался уровень осевых сил от

наклоненных к оси бортовых частей оболочки, так как направление центробежных сил не совпадал с направлением реакций в узле крепления.

3.6. Реактивные усилия в резинокордных оболочках

Резинокордные оболочки испытывают действие реактивных усилий, обусловленных радиальным смещением осей валов механизмов привода. При напряжениях, превышающих предельные значения для материала, происходит образование трещин на короне оболочки с последующим ее разрушением.

При радиальном смещении осей валов нормальные напряжения на наружной ($\sigma_{1н}$, $\sigma_{2н}$) и внутренней ($\sigma_{1в}$, $\sigma_{2в}$) поверхностях оболочки можно определить по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} \sigma_{1н} &= u/D E C_{1н}; \sigma_{1в} = u/D E C_{1в}; \\ \sigma_{2н} &= u/D E C_{2н}; \sigma_{2в} = u/D E C_{2в}; \quad (14) \\ \tau &= u/D E C_{\tau}, \end{aligned}$$

где u – радиальное смещение осей валов механизмов; D – наружный диаметр оболочки; E – модуль упругости; $C_{1н}$, $C_{1в}$, $C_{2н}$, $C_{2в}$, C_{τ} , $D_{1н}$, $D_{1в}$, $D_{2н}$, $D_{2в}$, D_{τ} – безразмерные коэффициенты [3].

Нагрузки, действующие на валы механизмов привода, определяются по формулам:

$$P_u = u D E A_u; M_u = u D^2 E B_u, \quad (15)$$

где A_u , B_u – безразмерные коэффициенты [3].

В процессе испытаний определялись зависимости реактивных сил при радиальных смещениях осей валов механизмов привода 1,5; 3,0; 4,5 мм. Нагружение осуществлялось на рабочем диапазоне частоты вращения двигателя, не превышая допустимый уровень для резинокордных оболочек 1800 мин⁻¹.

Полученные результаты экспериментальных исследований показали, что увеличение значения радиального смещения и частоты вращения вызывает возрастание реактивных сил (рис. 15). При минимальном радиальном смещении осей валов равном 1,5 мм кривая графика имела линейный характер, но затем, с увеличением значения радиального смещения, начинала проявляться нелинейность.

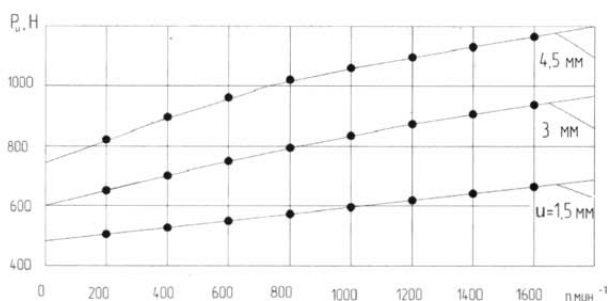


Рис. 15. Зависимость реактивных сил оболочки от частоты вращения

Незавершенность релаксационных процессов в материале с увеличением скорости деформирования приводит к росту модулей упругости резины и радиальной жесткости оболочки. Другой причиной возрастания жесткости является увеличение центробежных сил. С возрастанием величины радиального смещения радиальная жесткость уменьшается.

3.7. Удельное трение резинокордных оболочек упругих муфт силовых приводов

В процессе колебаний в элементах узлов возникают силы трения [12–15]. Эти силы в резинокордных оболочках реализуются в результате взаимного перемещения частиц материала при деформации упругого элемента. В упругих оболочках силы трения имеют нелинейный характер, их демпфирующие моменты имеют сложную зависимость от частоты колебаний.

Силы трения поглощают энергию колебаний, превращая ее в тепло, которое рассеивается в окружающую среду. Незначительные силы трения являются положительным фактором с точки зрения борьбы с большими амплитудами колебаний, так как с уменьшением энергии колебаний уменьшается и амплитуда колебаний, а с ней — и максимальные напряжения в опасных сечениях валопровода. Однако если данные силы достаточно большие, то они определенным образом изменяют соотношение между инерционными и эластическими моментами в различных местах. Это влияние в некоторых случаях может привести и к усилению колебаний.

При приближенном расчете колебаний систем с нелинейным трением, действительное трение выражают трением, приведенным к косинусоидальному закону, т.е. имеющим, в основном, аналогичные линейному изменения во времени. Приведенные демпфирующие моменты в этом случае также будут изменяться по косинусоидальному закону, амплитуда приведенного демпфирующего момента определяется из условия равенства работ сил действительного и приведенного трения за одно колебание.

Для массы с трением

$$\varphi_a = f_1(\omega t) \approx \varphi_a^* = \varphi_a^{cp} + A_a^* \sin(\omega t + \xi_a) = \Omega t + A_a^* \sin(\omega t + \xi_a) \quad (16)$$

и для соединения с трением

$$\varphi_{b, b+1} = f_2(\omega t) \approx \varphi_{b, b+1}^* = \varphi_{b, b+1}^{cp} + B_{b, b+1}^* \sin(\omega t + \xi_{b, b+1}), \quad (17)$$

где ω — частота колебаний; t — время; ξ_a — фаза колебаний; B^* — амплитуда приведенной деформации; $\varphi^{cp} = \Omega t$ — равномерная составляющая движения массы; A_a^* , $B_{b, b+1}^*$ — амплитуды синусоидальных составляющих движения массы и деформации соединения с частотой колебаний; Ω — угловая скорость вращения вала механизма.

Тогда приведенные демпфирующие моменты в соответствующих местах вала определяются по следующим формулам:

$$V_a = f_3(\omega t) \approx V_a^* = -G_a^* \cos(\omega t + \xi_a) = -G_a^* \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_a^* - \varphi_a^{cp}}{A_a^*} \right)^2}; \quad (18)$$

$$V_{b, b+1} = f_4(\omega t) \approx V_{b, b+1}^* = -G_{b, b+1}^* \cos(\omega t + \xi_{b, b+1}) = -G_{b, b+1}^* \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_{b, b+1}^* - \varphi_{b, b+1}^{cp}}{B_{b, b+1}^*} \right)^2}, \quad (19)$$

где V — демпфирующий момент, G^* — геометрическая сумма амплитуд приведенного демпфирующего момента.

Амплитуда приведенного демпфирующего момента определяется из условия равенства работ действительного и приведенного моментов трения за одно колебание:

$$W_{Tp} = - \int_{\omega t=0}^{2\pi} V d\varphi = W_{Tp}^* = - \int_{\omega t=0}^{2\pi} V^* d\varphi^* =$$

$$= \pi G_a^* A_a^* = \pi G_{b,b+1}^* B_{b,b+1}^*; \quad (20)$$

$$G_a^* = \frac{W_{tp a}}{\pi A_a^*} = \frac{W_{tp a}^*}{\pi A_a^*}; \quad (21)$$

$$G_{b,b+1}^* = \frac{W_{tp b,b+1}}{\pi B_{b,b+1}^*} = \frac{W_{tp b,b+1}^*}{\pi B_{b,b+1}^*}. \quad (22)$$

Отношение амплитуды приведенного демпфирующего момента к амплитуде приведенного инерционного момента массы или эластического момента в соединении является удельным трением:

$$\mu_a^* = \frac{G_a^*}{\theta_a \omega A_a^*}; \quad (23)$$

$$\mu_{b,b+1}^* = \frac{G_{b,b+1}^*}{F_{b,b+1}^*}, \quad (24)$$

где $F_{b,b+1}^*$ – геометрическая сумма амплитуд приведенного эластического момента.

С учетом соотношений (21, 22) удельное трение можно представить выражением, численно уменьшенному в 2π раз отношению работы трения за одно колебание к максимальной кинетической энергии колебания массы или потенциальной энергии деформации соединения:

$$\mu_a^* = \frac{W_{tp a}^*}{\pi A_a^2 \theta_a \omega^2 A_a^*} = \dots = \frac{W_{tp a}^*}{2\pi \frac{\theta_a \omega^2}{2} (A_a^*)^2}; \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \mu_{b,b+1}^* &= \frac{W_{tp b,b+1}^*}{2\pi \frac{B_{b,b+1}^* F_{b,b+1}^*}{2}} = \frac{W_{tp b,b+1}^*}{\pi e_{b,b+1} (F_{b,b+1}^*)^2} = \\ &= \frac{W_{tp b,b+1}^* e_{b,b+1}}{\pi (B_{b,b+1}^*)^2}. \end{aligned} \quad (26)$$

Удельное трение является одной из важных характеристик упруго-демпфирующих свойств резинокордных оболочек. Недостаточность экспериментальных исследований создает определенные трудности в прогнозировании надежности и долговечности элементов привода. Поэтому исследование влияния различных факторов на упруго-демпфирующие свойства резинокордных оболочек, в частности на удельное трение, является актуальной задачей.

Зависимость удельного трения от амплитуды эластических моментов

Проводились исследования зависимости удельного трения μ от амплитуды эластических моментов U при следующих режимах нагружения: средний крутящий момент равен нулю, температура оболочки $T = +20^\circ\text{C}$, частота колебаний $f = 3,3; 10,0; 16,6; 23,3; 26,6; 30$ Гц. С увеличением значений амплитуды эластического момента удельное трение возрастает (рис. 16).

Кривые графиков имели практически линейный характер. Зависимость удельного трения от частоты колебаний имеет обратно пропорциональный характер. При меньших значениях частоты колебаний удельное трение имеет большее значение.

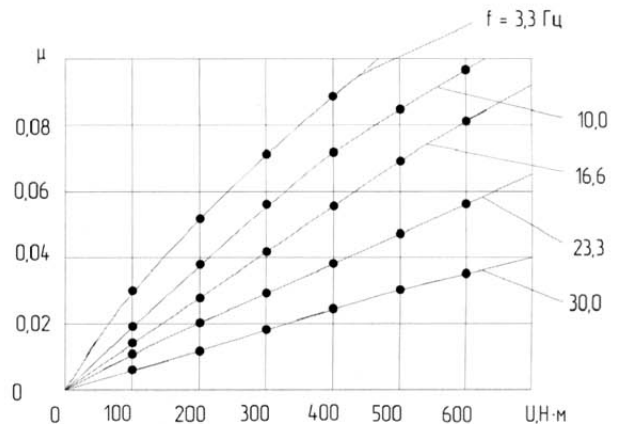


Рис. 16. Зависимость удельного трения от амплитуды эластических моментов

Зависимость удельного трения от частоты колебаний

Экспериментальное исследование зависимости удельного трения от частоты колебаний проводили при следующих режимах: отсутствие среднего крутящего момента, температуре оболочки $+20^\circ\text{C}$ и значения эластического момента 200, 400, 600 и 800 Н·м. Повышение частоты колебаний приводит к снижению удельного трения (рис. 17).

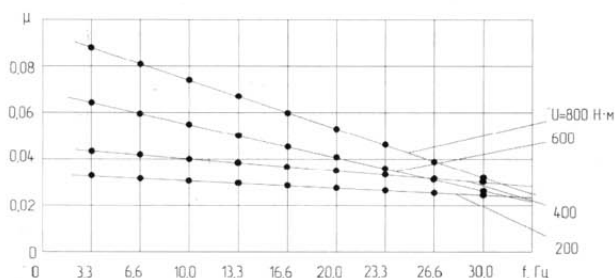


Рис. 17. Зависимость удельного трения от частоты колебаний

По мере приближения к максимальной частоте колебаний значения μ практически не зависят от амплитуды эластического момента. Причем с повышением амплитуды эластического момента $U \geq 600$ Н·м интенсивность снижения удельного трения резко возрастает.

Зависимость удельного трения от амплитуды деформации кручения

Экспериментальное исследование зависимости удельного трения от амплитуды деформации кручения проводилось при вышеуказанных режимах нагружения. Увеличение деформации кручения и значений удельного трения (рис. 18) происходит прямо пропорционально. Направление кривых $\mu(\varphi)$ различное, в некоторых местах происходит их пересечение.

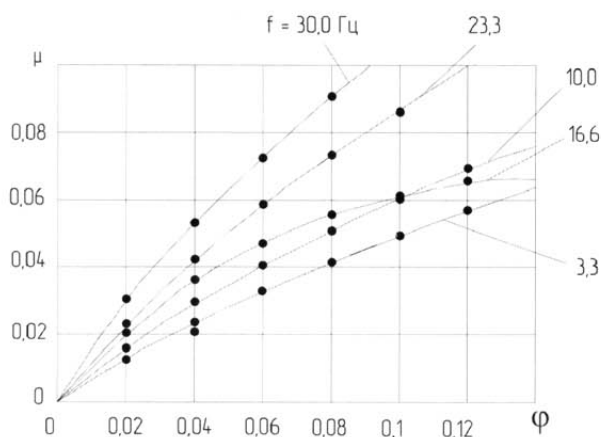


Рис. 18. Зависимость удельного трения от амплитуды деформации кручения

Зависимость удельного трения от температуры оболочки

Определение зависимости удельного трения от температуры проводилось в диапазоне температуры от $+20$ до $+80$ °С. Диапазон температуры от -15 до $+40$ °С соответствует процессу перехода материала оболочки от каучукообразного состояния ($> +40$ °С) к состоянию стеклования, которое наступает при температуре оболочки < -15 °С. Значения эластического и крутящего моментов принимались равными соответствующим значениям в предыдущих сериях испытаний. Величина удельного трения снижалась с увеличением температуры резинокордной оболочки (рис. 19). Здесь также имели место пересечения кривых на графиках.

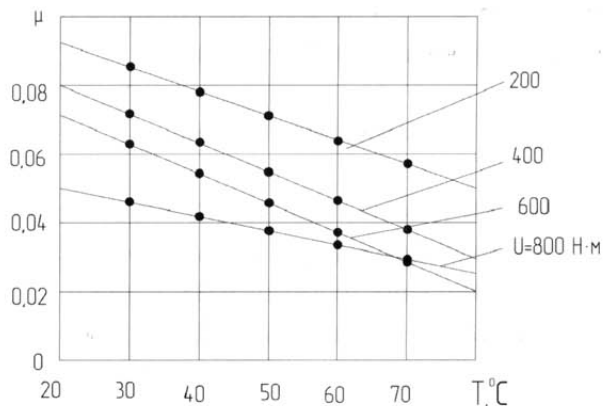


Рис. 19. Зависимость удельного трения от температуры оболочки

Заключение

Результаты проведенных экспериментальных исследований показали, что рассмотренные в работе виды нагрузки вызывают различное поведение резинокордной оболочки. Так, увеличение удельного трения наблюдалось при повышении эластического момента и амплитуды деформации кручения.

При возрастании частоты колебаний и температуры оболочки удельное трение снижалось, т.е. происходил переход материала оболочки от высокоэластичного состояния к состоянию стеклования. При этом имеет место снижение упруго-демпфирующих свойств резинокордной

оболочки, что также являлось одной из основных причин снижения долговечности элементов привода.

С учетом особенностей нелинейного поведения оболочек при статическом нагружении, существенного изменения переходных процессов при динамическом нагружении сопрягаемых элементов через эту оболочку в качестве основных параметров работоспособности и эксплуатационного ресурса могут выступать деформационные, силовые и энергетические критерии. По мере увеличения динамической нагруженности основное значение будут иметь деформационные и энергетические критерии. При этом и характеристики сопротивления деформациям, и характеристики сопротивления разрушениям будут зависеть от времени, числа циклов и температуры, что является предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Михайлов Ю.К., Иванов Б.С. Муфты с неметаллическими упругими элементами. – Л.: Машиностроение, 1987. – 145 с.
2. Поляков В.С., Барбаш И.Д. Муфты. – Л.: Машиностроение, 1973. – 336 с.
3. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 343 с.
4. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 297 с.
5. Потураев В.Н., Дырда В.И., Круш И.И. Прикладная механика резины. – Киев.: Наукова думка, 1980. – 260 с.
6. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах / Под ред. К.В. Фролова. Т. 6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
7. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1976. – 336 с.
8. Вейц В.Л. Колебания системы машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1979. – 256 с.
9. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. – Л.: Судостроение, 1971. – 307 с.
10. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. – Л.: Судостроение, 1968. – 300 с.
11. Динамические силы на подвижном составе и в пути: Сборник статей / Под ред. М.Ф. Вериги, Л.О. Грачевой. – М.: Транспорт, 1976. – 95 с.
12. Динамические процессы в транспортных системах / Под ред. А.Н. Савоськина. – М.: Транспорт, 1978. – 72 с.
13. Динамические свойства приводов и их элементов: Сборник статей / Под ред. С.В. Костина. – М.: Наука, 1978. – 81 с.
14. Терских В.П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. В 4-х томах. Т.1. – Л.: Судостроение, 1971. – 307 с.
15. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – Киев: Изд-во АН УССР, 1961. – 160 с.