

СКОРОСТНОЙ СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

А. Е. БЕЛЯЕВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Стенды для испытания зубчатых передач конструируются либо с разомкнутым, либо с замкнутым силовым потоком. До последнего времени скоростные зубчатые передачи испытывались на стендах первого типа, несмотря на их весьма существенный недостаток: мощность, передаваемая зубчатой парой, определялась мощностью тормозной системы. Однако увеличение мощностей двигателей скоростных передач (судовые и авиационные приводы) и желание исследователей поставить эксперимент с натурными (или близкими к ним) передачами затрудняет использование стендов с разомкнутым силовым потоком в лабораторных условиях, так как требует мощных поглотителей энергии, которые в ряде случаев практически не могут быть изготовлены. Практика исследования зубчатых передач показала, что результаты экспериментов не зависят от типа установки. Это обстоятельство и позволило нам остановиться на схеме с замкнутым силовым потоком¹⁾ при конструировании стенда для испытания передач с высокими скоростями.

Стенд предназначен для испытаний зубчатых колес на контактную прочность и прочность на изгиб при пульсирующих и знакопеременных нагрузках с различными коэффициентами асимметрии. Кроме этого, конструкция стенда дает возможность проводить исследование передач при нагрузках, резко изменяющихся по величине.

Краткая техническая характеристика стенда

1. Условная мощность в замкнутом контуре ($N_{ц}$) 1000 л. с.
2. Мощность электродвигателя (N) 40 квт
3. Число оборотов электродвигателя (n) 965 об/мин.
4. Максимальный крутящий момент на тихоходном валу замкнутого контура ($M_{к}$) 12000 кг см
5. Минимальное расстояние между центрами валов замкнутого контура (A_{min}) 120 мм
6. Максимальное расстояние между центрами валов замкнутого контура (A_{max}) 300 мм

¹⁾ Замкнутый контур применяется в настоящее время и при испытаниях крупных судовых передач. По данным работ последних лет в США и Англии на замкнутых стендах «Паметрады» и AVGRA начали испытываться натурные приводы с циркулирующей мощностью до 30 000 л. с.

- | | | |
|--|---------|-----------|
| 7. Модуль испытуемых колес | (m) | до 6 мм |
| 8. Максимальный диаметр испытуемых колес (D) | | 300 мм |
| 9. Максимальная ширина испытуемых колес (B) | | 60 мм |
| 10. Максимальное передаточное число испытуемых колес | (i) | 6 |
| 11. Максимальная скорость | (v) | 90 м/сек. |

На рис. 1 показан общий вид установки²⁾, состоящей из следующих узлов и обслуживающих систем: платформ — коробок 5 и 9 с экспериментальными редукторами, зубчатые колеса которых соединены валами 7, 15, 17; электродвигателя с фазным ротором типа АК-82-6; мультипликатора 3, а также систем смазки и охлаждения, нагружения и электрооборудования.

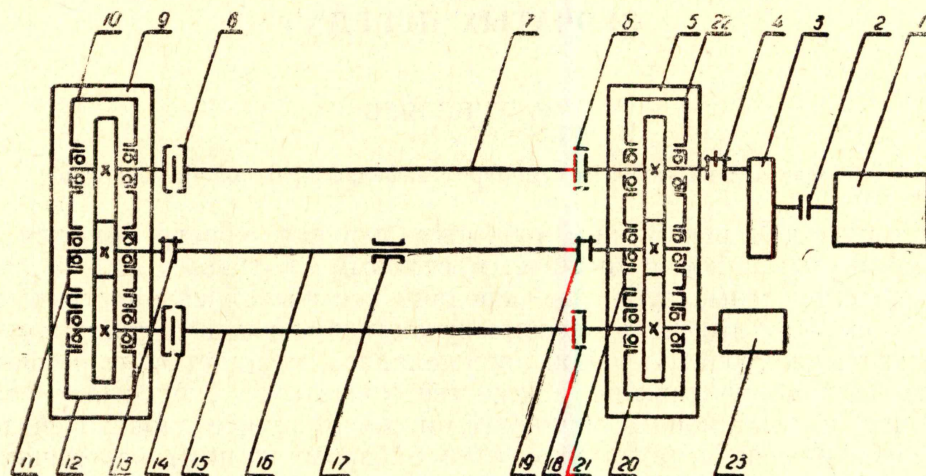


Рис. 1. Схема скоростного стенда: 1 — основной электродвигатель; 2, 4 — соединительные муфты; 3 — мультипликатор (редуктор); 5 — неподвижная платформа; 6, 18 — зубчатые муфты; 7, 15 — тихоходные валы; 8, 14 — загрузочные фрикционные муфты; 9 — подвижная платформа; 10, 22 — неподвижные задние корпуса испытуемых колес; 11, 21 — подвижные средние корпуса испытуемых шестерен; 12, 20 — подвижные передние корпуса испытуемых колес; 13, 19 — соединительные глухие втулки; 16 — быстроходный вал (терсионный вал); 17 — опора быстроходного вала; 23 — вспомогательный электродвигатель для прикатки пар

Все агрегаты, кроме масляного бака и системы гидравлического нагружения, смонтированы на одной общей раме, закрепленной на фундаменте.

1. Замкнутый контур стенда и его привод

Правый редуктор (рис. 1) установлен на неподвижной платформе 5 и соединяется через предохранительную пальцевую муфту 4 с ускорителем 3. Входной вал ускорителя соединен с основным электродвигателем через пальцевую муфту 2.

Левый редуктор смонтирован на качающейся платформе 9, ось качания которой горизонтальна и лежит в одной вертикальной плоскости с осью среднего вала редуктора. Ось платформы покоится на двух роликовых радиально-упорных подшипниках, корпуса которых закреплены на раме. Левая платформа (в зависимости от способа нагружения)

²⁾ Схема настоящей установки была разработана д. т. н. профессором Кудрявцевым В. Н., чертежи установки были выпущены под руководством инженера Сулова А. К.

может остаться неподвижной. Это достигается с помощью пальцев, фиксирующих платформу в строго горизонтальном положении.

Редукторы имеют разъем в горизонтальной плоскости. Каждый редуктор состоит из неподвижного заднего корпуса 10 и 22, подвижного среднего корпуса 11 и 21 и подвижного переднего корпуса 12 и 20. Неподвижные корпуса обоих редукторов заштифованы и закреплены на платформе. Передний и средний корпуса имеют возможность перемещаться в поперечных пазах и фиксируются штифтами при выставленном межцентровом расстоянии. Крепление средних корпусов осуществляется специальными болтами. Тихоходные валы редукторов соединены друг с другом с помощью валов 7 и 15, загружающих фрикционных (8 и 14) и зубчатых (6 и 18) муфт. Быстроходные валы редукторов соединены торсионным валом 16 с помощью глухих шлицевых втулок 13 и 19 (рис. 1).

Все валы экспериментальных зубчатых колес монтируются на высокоточных подшипниках качения класса АВ или А. При данной схеме стэнда опоры быстроходных валов разгружены от осевых и радиальных нагрузок, что позволяет монтировать их на радиальных подшипниках. Валы колес монтируются на радиально-упорных подшипниках. Быстроходный вал 16 поддерживается люнетом 19, состоящим из корпуса, подшипника (качения или скольжения) и крышки.

Мультипликатор стэнда одноступенчатый со сменными парами зубчатых колес позволяет получать на входном валу контура от 150 до 6380 об/мин. На общей станине смонтирован также вспомогательный двигатель 23 (АОЛ 41—6), который используется для прикатки экспериментальных зубчатых пар. Большой шкив клиноременной передачи ($i = 10$) привода монтируется на муфте 4.

Число циклов нагружения фиксируется счетчиком числа оборотов.

В муфте 2 расположены два сменных предохранительных штифта, срезаемых при двухкратной перегрузке основного двигателя. При центровке редукторов допустимая непараллельность и скрещивание осей расточек установливалась в пределах 0,015 мм/м.

2. Система смазки и охлаждения

Для смазки пар трения и для отвода тепла, выделяющегося при испытании передач, установка снабжена циркуляционной системой смазки, схема которой показана на рис. 2.

Шестеренчатый насос 7 подает масло в магистраль 8 из бака 1 с помощью заборного патрубка 6, на конце которого установлен сетчатый фильтр 3. В магистраль 8 включен дополнительный фильтр 11 пластинчато-щелевого типа и расходомер 9. После фильтра (по трубопроводу 13) масло подводится к распределительному коллектору 15, откуда подается на подшипники и зубчатые пары по специальным сверлениям в корпусах редукторов.

Для регулирования температуры масла в баке установлены электронагреватель 2 и змеевик 4, по которому циркулирует вода.

При испытании тяжело нагруженных зубчатых пар можно ввести дополнительное охлаждение смазки, подключив к сети змеевики 18 и 28, находящиеся в картере редукторов 19 и 29.

Для замера давлений после масляного насоса и у коллектора установлены манометры 10 и 16. Датчик дистанционного термосигнализатора 5 типа ТК-8, контролирующей температуру масла, помещен в баке вблизи нагнетательного трубопровода 6. В целях предотвращения возможных аварий стэнда, вызываемых падением давления масла в системе или прекращением подачи смазки, в системе разводящих трубопро-

водов 13 установлено реле давления 12, контакторы которого включены в цепь питания главного электродвигателя.

Конструкция стенда предусматривает возможность проведения испытаний как при смазке поливанием, так и при смазке окунанием.

В первом случае струя смазочного масла подается в зацепление соответственно по трубопроводам 14 и 17. Из корпуса отработанное масло сливается непосредственно в бак через отверстия в днищах картеров коробок 19 и 29.

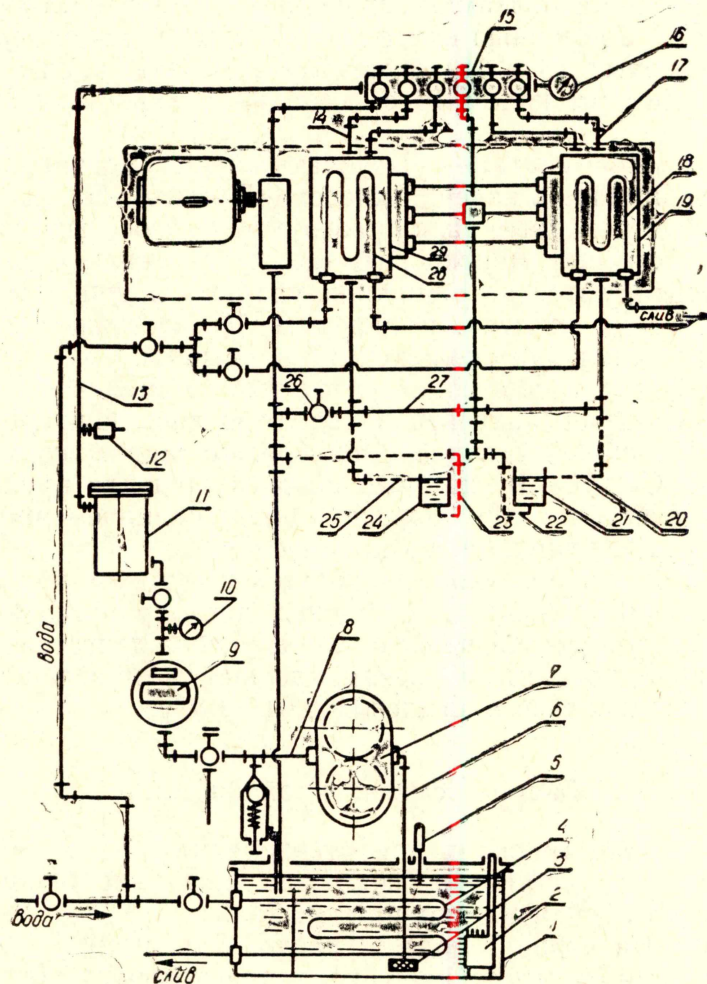


Рис. 2. Система смазки и охлаждения: 1 — масляный бак; 2 — электронагреватель; 3 — сетчатый фильтр; 4, 18, 28 — змеевики; 5 — датчик дистанционного термосигнализатора; 6 — заборный патрубок; 7 — шестеренчатый насос; 8, 13, 14, 17, 20, 22, 25, 23, 27 — трубопроводы; 9 — расходомер; 10, 16 — манометры; 11 — пластично-щелевой фильтр; 12 — реле давления; 15 — распределительный коллектор; 19, 29 — картеры редукторов; 21, 24 — уравнильные бачки; 26 — вентиль

В случае смазки окунанием (при испытании на стенде тихоходных передач) предусмотрена проточная масляная ванна (при этом магистрали 14 и 17 перекрыты), что связано с необходимостью отвода значительного количества выделяющегося тепла.

Для поддержания необходимого уровня масла в ванне предусмотрены 2 уравнильных бачка 21 и 24 (по одному на каждую коробку испытаний). Бачки монтируются на специальных кронштейнах непосредственно над ванной.

редственно на раме установки. При этом шланги 20 и 25 отсоединяются от бака и присоединяются сбоку к уравнильным бачкам через соответствующие штуцера, куда поступает масло из испытательных коробок. В свою очередь, нижний патрубок уравнильных бачков с помощью дюритовых шлангов (23 и 22) соединяется непосредственно с баком, куда при необходимости и производится слив. Слив же масла из коробок 29 и 19 при смазке поливанием невозможен, так как магистраль 27 перекрыта вентилем 26. Система поддержания уровня масла и слив его в бак показана схематично штриховыми линиями на рис. 2.

Уровень масла в картерах испытуемых колес регулируется путем установки бачков на разные высоты непосредственно на раме стенда. При этом учитывается максимальный диаметр и модуль испытуемой пары зубчатых колес.

3. Методы нагружения передач

Загружение стенда может быть произведено:

1. Скручиванием торсионных валов (при неработающем стенде с помощью накладного ключа и грузов).

2. Скручиванием торсионных валов путем качания платформы (в этом случае нагружение контура может быть произведено при работающем стенде), осуществляемого либо специальной гидравлической, либо механической системами.

Во время наших испытаний нагружение стендов осуществлялось с помощью грузов. При этом выступы специального ключа накладываются на соответствующие пазы правых частей загрузочных фрикционных муфт 8 и 14 (рис. 1), левая половина которых стопорится. Под действием приложенного момента валы контура закручиваются. Силы сцепления дисков, возникающие при расчетной затяжке, обеспечивают передачу крутящего момента $M_k = 120-130 \text{ кгм}$, что значительно превышает потребности испытаний. Соответствующее этому осевое усилие затяжки $P = 12-15 \text{ кг}$ осуществляется 4 резьбовыми пробками, равномерно расположенными по диаметру на торце муфт.

Все испытания проводились с двумя потоками мощности, замыкающимися через общий торсионный вал³⁾. Циркуляция мощности при различных направлениях моментов нагружения на крайних валах по-

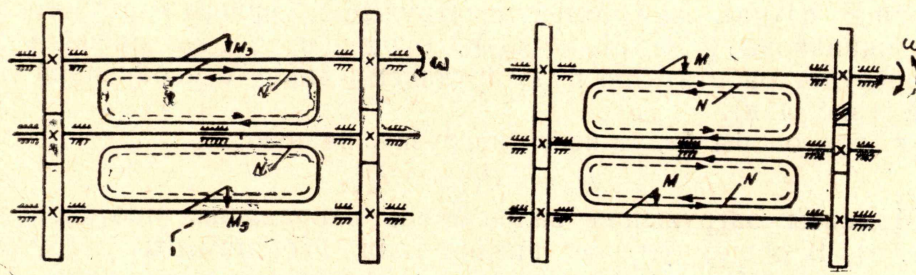


Рис. 3. Циркуляция мощности при различных направлениях моментов нагружения (а) и направление потоков мощности при изменении вращения (б): ω — угловая скорость; M_3 — момент загрузки; N — циркулирующая мощность.

казана на рис. 3а, а направление потоков мощности при изменении вращения показано на рис. 3б.

³⁾ Стенд может работать и по однопоточной схеме без средних корпусов и промежуточного вала, а также с «паразитной» средней шестерней (схема стенда и цикл нагружения в последнем случае показаны на рис. 4).

При работе стенда по двухпоточной схеме с центральным валом от направления нагружения обеих фрикционных муфт зависит и вид цикла, по которому работают оба контура. Здесь возможны два случая.

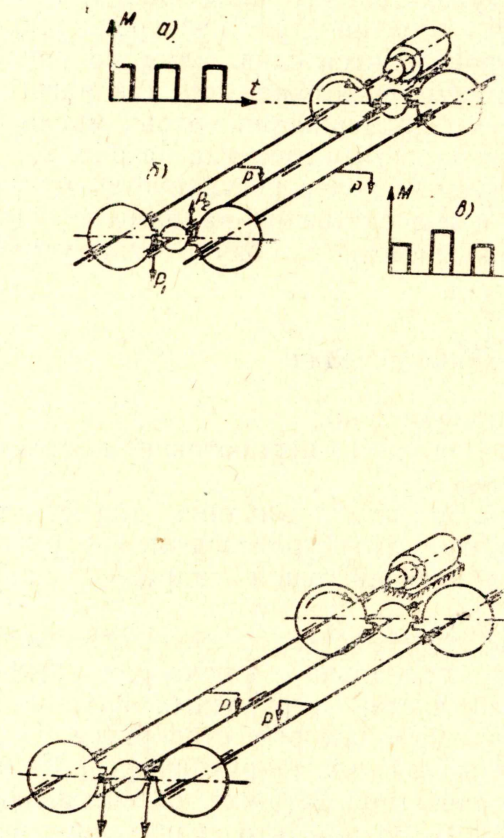


Рис. 4

В этом случае на шестерне рабочим будет один и тот же профиль, и зуб шестерни работает на изгиб по пульсирующему циклу (рис. 4 а) с частотой, равной $2n_k \cdot i$, где n_k — число оборотов сцепляющегося с шестерней колеса. Нагрузка на опоры шестерни $R_n = |P_1| - |P_2|$, т. е. опоры разгружены ($P_1 - P_2$).

В общем случае, если моменты нагружения первого и второго контура не одинаковы (т. е. $M_{k1} \neq M_{k2}$), то один и тот же профиль зуба шестерни будет работать по пульсирующему циклу с переменной амплитудой (рис. 4 в).

При этом опоры будут нести нагрузку, равную

$$R_n = |P_1| - |P_2|.$$

2. Моменты загрузки валов колес направлены противоположно (рис. 4). В общем случае, предполагая, что моменты нагружения колес не равны ($M_{k1} \neq M_{k2}$), момент на центральном валу будет

$$M_{в.ср} = \frac{M_{k1}}{i} - \frac{M_{k2}}{i}.$$

При этом зубья шестерни будут работать различными профилями на изгиб с циклами, имеющими любой коэффициент асимметрии ($r=0 \div 1$). На опоры шестерни будет действовать нагрузка $R_n = P_1 + P_2$. В частности, при одинаковых величинах загрузочных моментов ($M_{k1} = M_{k2}$), $M_{в.ср} = 0$, а нагрузка, действующая на опору среднего вала, $-R_n = 2P_1$.

1. Моменты нагружения валов колес направлены одинаково и равны между собой (рис. 4 б). При этом окружные усилия

$$P_1 = P_2 = \frac{2M_k}{d_{дк}}$$

где $d_{дк}$ — диаметр делительной окружности колеса; M_k — момент на загружаемом колесе.

Момент на шестерне

$$M_{ш} = P_1 \cdot d_{дш} = \frac{2M_k}{d_{дк}} \cdot d_{дш} = \frac{2M_k}{i}.$$

Здесь $d_{дш}$ — диаметр делительной окружности шестерни; i — передаточное число испытуемой пары.

Момент на торсионном валу

$$M_{в.ср} = \frac{M_{k1}}{i} + \frac{M_{k2}}{i} = \frac{2M_k}{i}.$$