

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД
ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА
МЕТОДОМ СКВОЗНОГО
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТОКА

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2007

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

УДК 621.81.00 (075)

Определение КПД червячного редуктора методом сквозного энергетического потока: Метод. указания к лабораторной работе / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*. Самара, 2007. 16 с.

Приводятся краткие теоретические сведения о червячных редукторах, описание экспериментальной установки и методики исследования коэффициента полезного действия червячного редуктора. Даются указания по определению коэффициентов трения в зацеплении. Даются указания к обработке результатов измерений на ЭВМ.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курсов "Детали машин", "Прикладная механика" и "Основы конструирования машин".

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензент: С.В. Фалалеев

Цель работы – изучение теоретических и экспериментальных методов определения механического КПД червячного редуктора, определение зависимости КПД от нагрузок на выходном валу.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Червячные передачи относят к категории зубчато-винтовых. Они применяются для передачи движения в тех случаях, когда оси ведомого и ведущего валов перекрещиваются в пространстве. Угол перекрещивания чаще всего равен 90° . Передача состоит из двух звеньев – червяка 1 и червячного колеса 2 (рис. 1).

Червячные передачи классифицируют по форме поверхности червяка, на которой нарезается резьба: различают передачи с *цилиндрическими* (рис. 1, а) и *глобоидными* червяками (рис. 1, б). Глобоидные червяки обладают более высокой несущей способностью, но сложнее в изготовлении и эксплуатации. Наиболее распространены цилиндрические червяки. Цилиндрические червяки подразделяют по форме профиля резьбы в торцевом сечении на *архимедовы*, *конволютные* и *эвольвентные*.

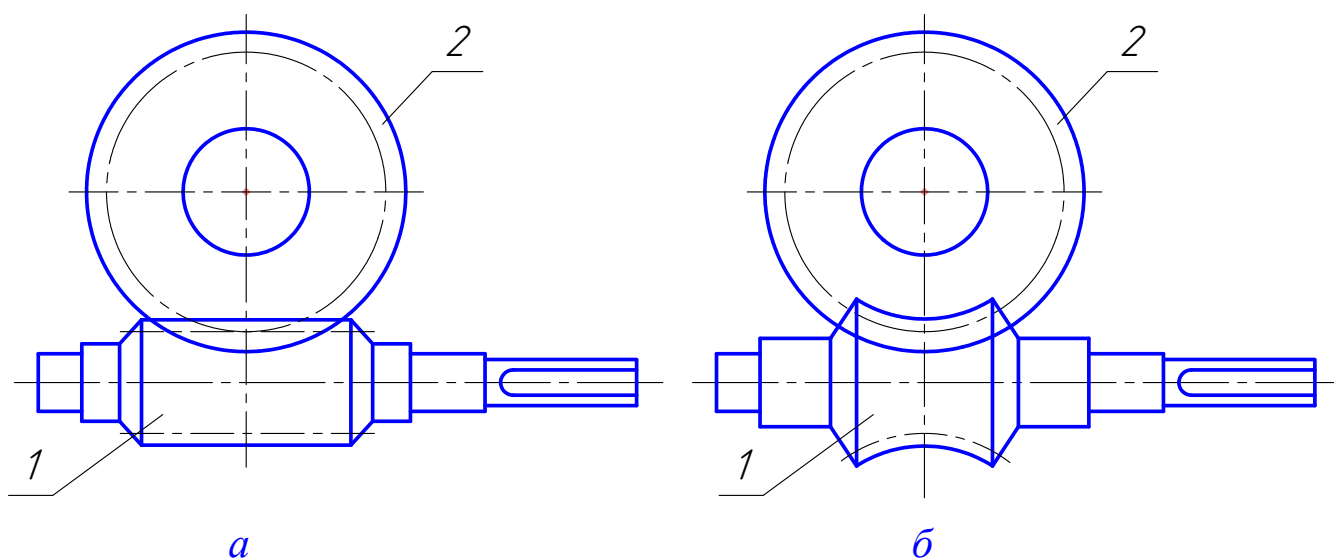


Рис. 1. Червячные передачи

У червяков с прямолинейным профилем в осевом сечении в торцевом сечении витки очерчены архимедовой спиралью, отсюда название – *архимедов червяк*. Архимедов червяк подобен ходовому винту с трапецидальной резьбой. Архимедовы червяки, как наиболее экономичные и технологичные в изготовлении, применяют с нешлифованными витками при твердости не более 350 НВ. Для повышения работоспособности уменьшают шероховатость и увеличивают твердость до чисел не менее 45 HRC. Касание зуба колеса с витком червяка происходит по контактной линии, благодаря чему у таких передач более высокая по сравнению с винтовой несущая способность.

Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцевом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка. В передачах с эвольвентными червяками, по сравнению с другими червяками, улучшен геометрический контакт, повышена контактная прочность, КПД и износостойкость.

Основные достоинства червячной передачи следующие: рациональность компоновки и минимальные габаритные размеры всего механизма для передачи движения между перекрещивающимися осями, возможность получения больших передаточных чисел (до 100, чаще 10...50), плавность зацепления и бесшумность работы, высокая кинематическая точность, возможность самоторможения (под действием вращающегося момента со стороны червячного колеса червяк остается неподвижным).

К *недостаткам* относят низкий КПД из-за больших потерь на относительное скольжение под нагрузкой сопряженных профилей червяка и колеса. Нагрев, износ, и склонность к заеданию при больших скоростях скольжения обуславливает особые требования к материалам, шероховатости рабочих поверхностей, точности, что повышает стоимость передачи. В передачах для изготовления зубчатых колес используют дорогостоящие бронзы.

В авиации червячные передачи применяют для передачи небольших мощностей (5...10 кВт), а также при кратковременной работе или слабонагруженных кинематических механизмах, где не требуется специальных охлаждающих устройств, где необходимы высокая точность и плавность работы: в механизмах систем управления рулевыми поверхностями, в РЭА ЛА; в самолетах вертикального и укороченного взлета и посадки для поворота закрепленных мотогондол, крыла вместе с двигательной установкой, воздушных насадков в двигательных установках; в некоторых типах ЛА для поворота силовых установок, стабилизаторов струйных рулей, створок водяных и масляных радиаторов.

Червячное колесо нарезают червячными фрезами. Червячная фреза для нарезки червячного колеса является копией червяка. Только фреза имеет режущие кромки и наружный диаметр больше на двойной размер радиального зазора в зацеплении. Такой метод нарезания колеса автоматически обеспечивает сопряженность профилей червяка и червячного колеса и в то же время обуславливает необходимость введения стандарта на основные геометрические параметры червяка (α , m , q , z_1 , h_a^* , c^*) для того, чтобы иметь ограниченный ряд стандартного инструмента.

На *рис. 2*: $\alpha = 20^\circ$ – профильный угол (в осевом сечении для архимедовых червяков и в нормальном сечении зуба рейки, сопряженной с вит-

ками эвольвентного червяка); p – осевой шаг червяка; как и в зубчатых передачах, все размеры принято выражать через модуль $m = p/\pi$ – осевой модуль.

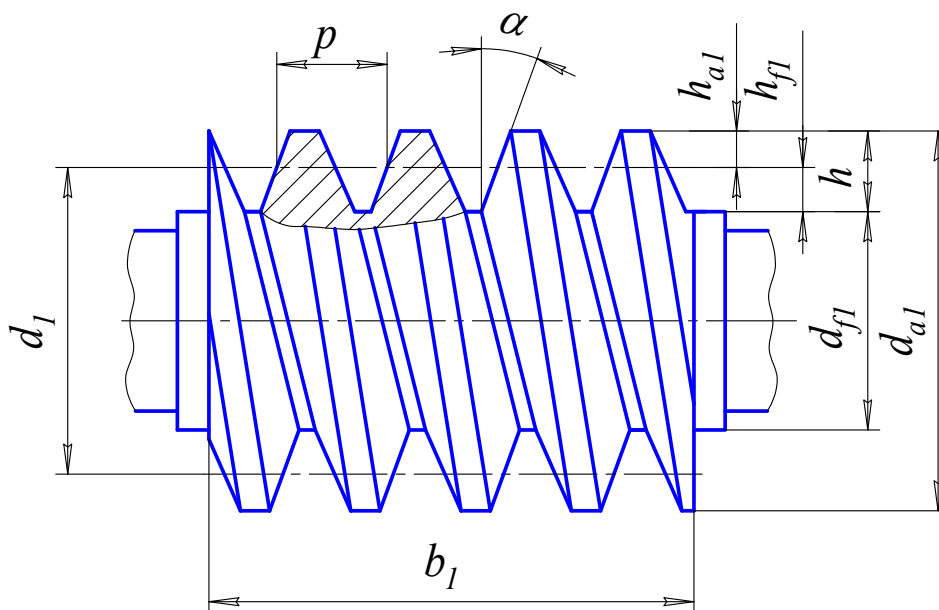


Рис. 2. Геометрия архимедова червяка

Резьба червяка может быть *однозаходной или многозаходной*. Число заходов червяка обозначают z_1 . По стандарту $z_1 = 1; 2; 4$. Рекомендуют: $z_1 = 4$ при передаточном отношении $i = 8...15$; $z_1 = 2$ при $i = 15...30$; $z_1 = 1$ при $i = \geq 30$.

Делительным цилиндром червяка называется цилиндр, на котором толщина витка равна ширине впадины

$$d_1 = m q.$$

Делительный диаметр червяка связан с модулем коэффициентом диаметра червяка q ($q = 8...20$). Значения m и q стандартизованы.

Размеры витка по высоте определяются по формулам:

- высота головки витка $h_a = 1 m$;
- высота ножки витка $h_f = 1,2 m$.

Остальные размеры червяка определяются по формулам:

- диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 h_a = m(q + 2)$;
- диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2 h_f = m(q - 2,4)$.

Угол подъема винтовой линии γ (рис. 3)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Длина нарезанной части червяка b_1 определяется по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса.

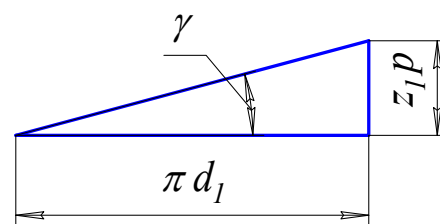


Рис. 3. Развертка витка

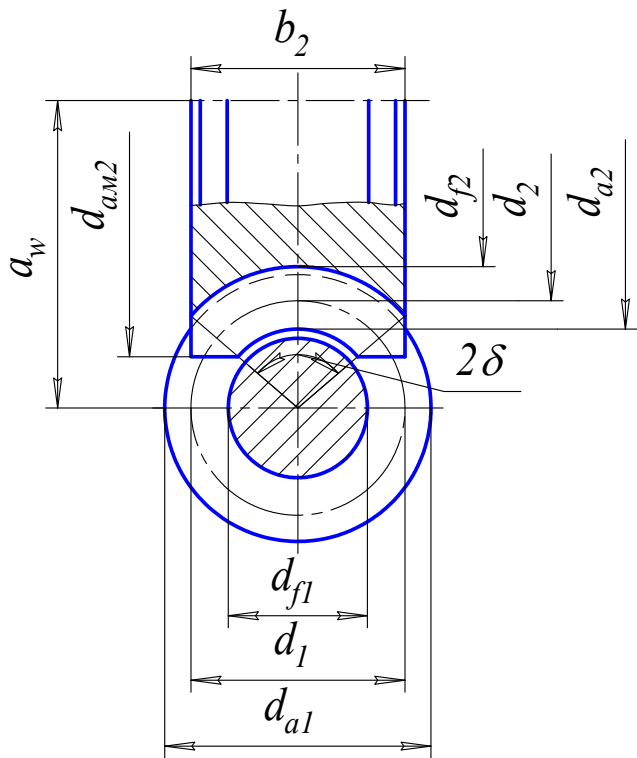


Рис. 4. Геометрия передачи

Червячное колесо представляет собой своеобразное косозубое колесо. Основные размеры червячного колеса приведены на рис. 4.

Размеры червячного колеса в плоскости симметрии определяются, как для косозубого цилиндрического колеса. Торцевой модуль колеса равен осевому модулю червяка. Размеры зуба колеса в среднем сечении равны размерам витка червяка:

– делительный диаметр $d_2 = m z_2$;

– диаметр вершин колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 h_a = m (z_2 + 2);$$

– диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2 h_f = m (z_2 - 2,4).$$

Размеры b_2 и d_{am2} , соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\delta \approx 90 \dots 110^\circ$ (силовые передачи):

- при $z_1 = 1$; $d_{am2} \leq d_{a2} + 2 m$; $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$;
- при $z_1 = 2$; $d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5 m$; $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$;
- при $z_1 = 4$; $d_{am2} \leq d_{a2} + m$; $b_2 \leq 0,67 d_{a1}$.

Габаритным размером червячной передачи является межосевое расстояние (см. рис. 4). Вводится понятие – делительное межосевое расстояние, определяемое по формуле:

$$a = 0,5 (d_1 + d_2).$$

Если фактическое межосевое расстояние не совпадает с делительным, то червячное колесо нарезается со смещением.

Коэффициент смещения определяется по формуле: $x = (a_w - a)/2$.

В червячной передаче со смещением обкатывание зубьев колеса происходит по начальному диаметру, определяемому по формуле:

$$d_{w1} = d_1 + 2 x m = m (q + 2 x).$$

Тогда получим: $a_w = (d_{w1} + d_2)/2$.

Передаточное отношение. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости (см. рис. 5) направлены под углом 90° друг к другу и различны по величине. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением d_2/d_1 , в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется

на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной паре можно получить большое передаточное отношение. Это и является основным достоинством червячных передач.

В силовых червячных передачах наиболее распространены $i = 10 \dots 60(80)$; в кинематических цепях приборов и измерительных механизмов встречаются i до 300.

По условию неподрезания зубьев $z_2 \geq 28$ и число заходов $z_1 \leq 4$. Поэтому минимальное передаточное отношение $i_{\text{черв}_{\min}} = 28/4 = 7$.

Скольжение в зацеплении. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса, как в винтовой паре (см. рис. 5). Скорость скольжения V_S направлена по касательной к винтовой линии червяка $V_S = V_1/\cos \gamma$. Таким образом, скорость скольжения в зацеплении имеет большую величину, превышающую окружную скорость червяка.

Опытом установлено, что при наличии удовлетворительной смазки значение коэффициента f зависит от скорости скольжения. С увеличением V_S снижается f . Это объясняется тем, что повышение приводит к постепенному переходу от режимов полужидкостного трения к жидкостному трению. Кроме скорости скольжения значение коэффициента трения зависит от шероховатости поверхностей трения, а также качества смазки. Меньшие значения коэффициента трения будут у передач с закаленными полированными червяками при хорошей смазке.

Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию (основные недостатки червячных передач).

Для предварительных расчетов, когда размеры γ и V_S передачи еще не известны, КПД можно оценивать ориентировочно по средним значениям: $\eta = 0,7 \dots 0,75$ при $z_1 = 1$; $\eta = 0,75 \dots 0,82$ при $z_1 = 2$; $\eta = 0,87 \dots 0,92$ при $z_1 = 4$. После определения размеров передачи значение выбранного КПД проверяют расчетом.

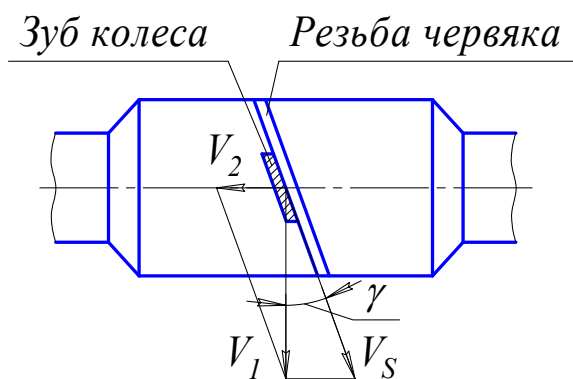


Рис. 5. Скольжение в зацеплении

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Механическим КПД η называется отношение абсолютной величины работы сил производственных сопротивлений к работе движущих сил за время установившегося движения

$$\eta = \frac{W_{\text{пс}}}{W_{\text{дс}}} \quad (1)$$

Для установившегося движения работа движущих сил

$$W_{\text{дс}} = W_{\text{пс}} + W_{\text{т}},$$

где $W_{\text{т}}$ – работа всех сил непроизводственных сопротивлений.

Формулу (1) можно представить в виде

$$\eta = \frac{W_{\text{дс}} - W_{\text{т}}}{W_{\text{дс}}} = 1 - \frac{W_{\text{т}}}{W_{\text{дс}}} = 1 - \psi, \quad (2)$$

Отношение работы $W_{\text{т}}$ непроизводственных вредных сопротивлений к работе движущих сил принято называть *коэффициентом потерь*.

Коэффициент потерь в редукторе, пренебрегая потерями в подшипниках и уплотнениях, можно определить по формуле

$$\psi = \psi_{\text{зац}} + \psi_{\text{гидр}},$$

где $\psi_{\text{зац}}$ – учитывает потери в зацеплении; $\psi_{\text{гидр}}$ – потери гидромеханические на разбрызгивание смазки в картере редуктора.

Тогда формулу (2) можно представить в виде

$$\eta = 1 - \psi_{\text{зац}} - \psi_{\text{гидр}}. \quad (3)$$

Пренебрегая величинами второго порядка малости, из (3) получим

$$\eta = (1 - \psi_{\text{зац}})(1 - \psi_{\text{гидр}})$$

Последнее можно представить в виде

$$\eta = \eta_{\text{зац}} \eta_{\text{гидр}}, \quad (4)$$

здесь $\eta_{\text{зац}}$ – коэффициент, учитывающий потери в зацеплении; $\eta_{\text{гидр}}$ – коэффициент, учитывающий гидромеханические потери.

В механизмах, все звенья которых движутся – равномерно, работы $W_{\text{пс}}$ и $W_{\text{дс}}$ можно подсчитать за любое одинаковое время, а отношение этих работ может быть заменено отношением мощностей.

Уравнение баланса мощности в редукторе будет иметь вид

$$P = P_{\text{вх}} - P_{\text{зац}} - P_{\text{гидр}}.$$

Отсюда коэффициент потерь в зацеплении червячной передачи определяется по формуле

$$\psi_{\text{зац}} = \frac{P_{\text{зац}}}{P_{\text{вх}} - P_{\text{гидр}}}$$

и КПД

$$\eta_{\text{зац}} = -1 - \psi_{\text{зац}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{ВХ}} - P_{\text{гидр}}}.$$

Известно, что $P_{\text{ВХ}} = T_{\text{ВХ}} \omega_{\text{ВХ}}$ и $P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}}$. Если принять для передачи с нижним расположением червяка $P_{\text{гидр}} = T_{\text{гидр}} \omega_{\text{ВХ}}$, то получим

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{u(T_{\text{ВХ}} - T_{\text{гидр}})},$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число червячной передачи; z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев червячного колеса; $T_{\text{ВХ}}, T_{\text{ВЫХ}}$ – крутящие моменты на валу червяка и червячного колеса; $T_{\text{гидр}}$ – крутящий момент на валу червяка, определяемый гидромеханическими потерями на перемешивание смазки в редукторе на холостом ходу.

Механический КПД машины или механизма может быть определен расчетным путем. Для определения механического КПД червячного редуктора можно приближенно воспользоваться формулой для винтовых механизмов. При ведущем червяке

$$\eta_{12} = \frac{\text{tg } \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \varphi')} \quad (6)$$

При ведущем червячном колесе

$$\eta_{21} = \frac{\text{tg}(\gamma_w - \varphi')}{\text{tg } \gamma_w} \quad (7)$$

где $\varphi' = \text{arctg } f_{\text{пр}}$ – угол трения; $f_{\text{пр}}$ – приведённый коэффициент трения; γ_w – угол подъема витков червяка на начальном цилиндре.

Угол подъема витков червяка определяется по формуле

$$\text{tg } \gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x},$$

где q – коэффициент диаметра червяка; x – коэффициент смещения червячного колеса.

В случае самоторможения при ведущем колесе по формуле (7)

$$\eta_{21} = 0; \quad \gamma_w - \varphi' = 0; \quad \varphi' = \gamma_w. \quad (8)$$

Тогда в самотормозящей передаче при ведущем червяке по формуле (6) с учетом (8)

$$\eta_{12} = \frac{\text{tg } \gamma_w}{\text{tg } 2\gamma_w} \approx \frac{\gamma_w}{2\gamma_w} = 0,5.$$

В однозаходных червячных передачах при больших передаточных отношениях (свыше 70) КПД получается ниже 50 %, и передача становится самотормозящей, т. е. передача вращения, от колеса к червяку невозможна.

Передачи с низкими КПД для длительной работы с большой нагрузкой применять нецелесообразно, т. к. 50% мощности двигателя тратится на трение, переходя в тепло. Поэтому червячные передачи используются в авиации в качестве редукторов вспомогательных механизмов и приборов.

Значения φ' и f_{np} в зависимости от скорости скольжения витков червяка относительно зубьев колеса приведены на рис. 6.

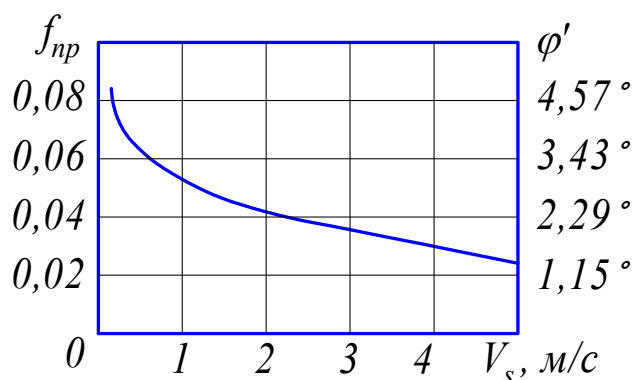


Рис. 6. Зависимость коэффициента трения и угла трения от скорости скольжения в зацеплении

При этом скорость скольжения определяется по формуле

$$V_s = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma_w}.$$

Здесь $d_{w1} = m(q + 2x)$ – начальный диаметр червяка, мм; n_1 – частота вращения червяка, об/мин; V_s – скорость скольжения, м/с.

Истинный КПД всегда отличается от расчетного и может быть получен опытным путем с помощью динамометрирования конкретной машины или механизма.

Экспериментальный метод определения механического КПД, основанный на соединении входного вала исследуемой машины или механизма с двигателем, а выходного – с нагрузателем в виде тормоза, называется *методом сквозного энергетического потока*. Для определения механического КПД червячного редуктора достаточно измерить мощность или крутящий момент на входном и выходном валах. В механизмах, все звенья которых движутся равномерно, работы $W_{пс}$ и $W_{дс}$ можно подсчитывать за любое одинаковое время, а отношение этих работ может быть заменено отношением мощностей. Тогда механический КПД редуктора

$$\eta = \frac{P_{вых}}{P_{вх}} = \frac{T_{вых} W_{вых}}{T_{вх} W_{вх}} = \frac{T_{вых}}{u T_{вх}}. \quad (10)$$

Значения составляющих КПД $\eta_{зац}$ и $\eta_{гидр}$, определяются обработкой результатов измерений с использованием формул (4) и (5). При этом необ-

ходимо учесть следующее:

1. КПД зависит от уровня нагрузки $T_{\text{ВЫХ}}$, и имеется область оптимальных нагрузок с достаточно высоким КПД. Следует отметить, что при перегрузках, когда возможно выдавливание смазки и металлический контакт, КПД начинает падать вследствие увеличения коэффициентов трения и потерь в зацеплении.
2. Потери на трение на холостом ходу и на перемешивание масла мало зависят от нагрузки, поэтому с уменьшением нагрузки их доля в балансе потерь возрастает, и КПД падает.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Статор балансирного электродвигателя 1 (рис. 7) установлен на шарикоподшипниках 13, благодаря чему под действием реактивного момента $T_p = T_{\text{ВХ}}$ он может свободно поворачиваться вокруг своей оси. Пластина с пальцем на статоре упирается в плоскую пружину 11, закрепленную в станине установки. Индикатор 12 показывает отклонение δ пружины, пропорциональное величине входного момента $T_{\text{ВХ}}$. Червячная пара, состоящая из трехзаходного стального червяка 4 и бронзового колеса 3 с числом зубьев 84, находится в корпусе, установленном на раме.

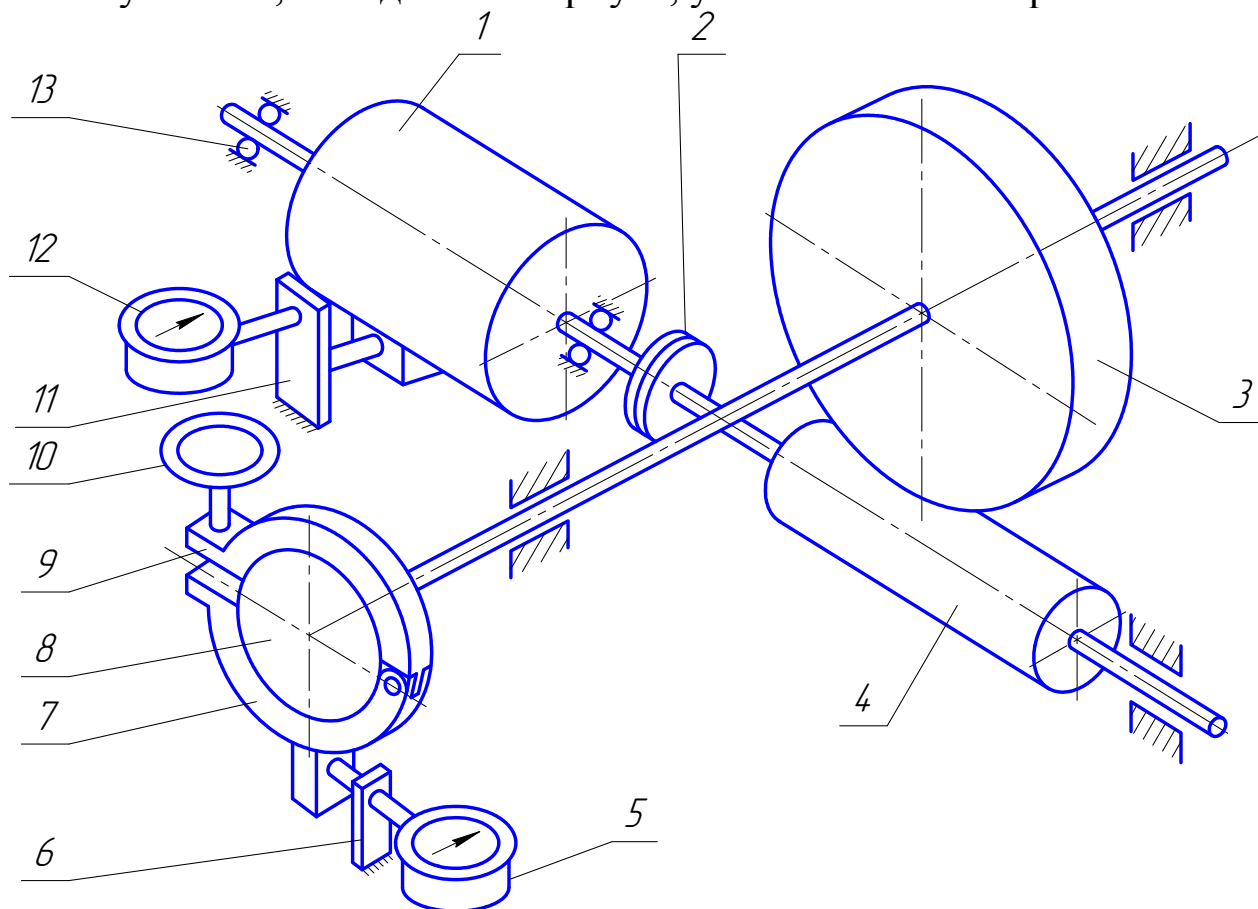


Рис. 7. Схема установки

Редуктор соединен с двигателем через упругую муфту 2. На вал червячного колеса насажен шкив 8 нагрузочного тормоза. Колодки тормоза, прижимаясь к шкиву 8 посредством маховичка 10, создают нагрузку на червячный редуктор при помощи рычагов 7 и 9, соединенных шарнирно. На рычаге 7 находится палец, который упирается в плоскую пружинку 6, а индикатор 5 показывает величину Δ в мм, пропорциональную величине момента на выходе $T_{\text{вых}}$.

Технические характеристики установки

Межосевое расстояние редуктора	$a_w = 100$ мм
Число заходов червяка	$z_1 = 3$
Число зубьев колеса	$z_2 = 84$
Модуль зацепления	$m = 2$ мм
Угол профиля исходного контура	$\alpha = 20^\circ$
Коэффициент смещения	$x = 0$
Коэффициент диаметра червяка	$q = 16$
Материал червяка	Ст 40Х
Материал колеса	БрОЦСН
Частота вращения вала двигателя	$n_1 = 1000$ об/мин
Мощность двигателя	$P = 0,25$ кВт

Графики зависимости моментов на входе $T_{\text{вх}}$ и на выходе $T_{\text{вых}}$ от показаний индикаторов δ и Δ в мм приведены на рис. 8 и 9.

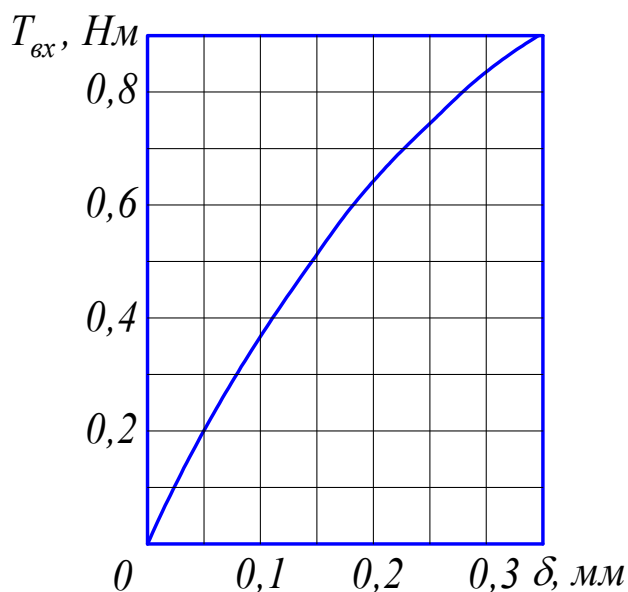


Рис. 8. Тарировочный график для момента на входе

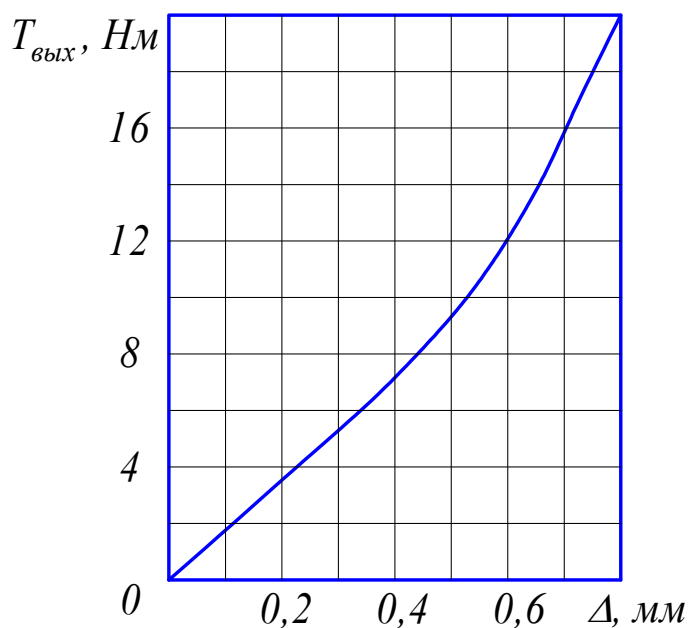


Рис. 9. Тарировочный график для момента на выходе

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Вращением маховичка 10 нагрузочного тормоза освободить колодки тормоза и шкив.
2. Лёгким поворотом статора электродвигателя установить его в положение, при котором палец коснется пружины 11, а палец на тормозе коснется пружины 6.
3. Установить шкалы индикаторов на ноль.
4. Включить установку.
5. Плавно вращая маховичок 10, загрузить установку. При этом показания индикатора выхода не должны превышать 20...30 делений (0,2...0,3 мм). Записать показания индикаторов входа и выхода.
6. Повторить нагружение до 40...50 делений индикатора выхода и записать показания обоих индикаторов.
7. Нагрузить установку третий раз, чтобы показания индикатора выхода не превышали 70 делений, и вновь записать показания обоих индикаторов.
8. Разгрузить установку с помощью маховичка 10 и выключить ее.
9. Результаты измерений занести в **таблицу**.

Таблица. Результаты испытаний и вычислений

Наименование величин		Единица измерения	Нагрузки		
			I	II	III
Показания индикаторов	входа δ	Деление индикатора, мм			
	выхода Δ	Деление индикатора, мм			
Величины крутящих моментов	$T_{вх}$				
	$T_{вых}$				
КПД	η	%			

10. По полученным результатам с использованием ЭВМ вычислить значения η , $\eta_{гидр}$, $\eta_{зац}$, а также коэффициент трения в зацеплении f' .
11. Составить протокол отчета и график.

Примечание. При снятии показаний с индикаторов необходимо проследить за ними примерно 60 с на каждой ступени нагружения и снять за это время три показания.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Значение КПД передачи для каждой ступени нагружения определяется по формуле $\eta_i = \frac{T_{\text{ВЫХ}i}}{u T_{\text{ВХ}i}}$.

Для определения экспериментального значения КПД червячного зацепления формулу (5) приведем к виду

$$T_{\text{ВХ}} = \frac{1}{u \eta_{\text{зац}}} T_{\text{ВЫХ}} + T_{\text{гидр}}.$$

Если в этом выражении в качестве аргумента принять $T_{\text{ВЫХ}}$, измеренного значения функции $T_{\text{ВХ}i}$, а точного $T_{\text{ВХ}}$ то погрешность одного отдельного измерения будет равна

$$\varepsilon_i = T_{\text{ВХ}i} - \frac{1}{u \eta_{\text{зац}}} T_{\text{ВЫХ}i} - T_{\text{гидр}}.$$

Согласно методу наименьших квадратов наиболее вероятными значениями $\eta_{\text{зац}}$ и $T_{\text{гидр}}$ будут такие, при которых сумма квадратов ε_i будет наименьшей. Дифференцируя сумму квадратов ε_i по $\eta_{\text{зац}}$ и $T_{\text{гидр}}$ и приравняв их нулю, получим систему уравнений, решая которую получим

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{1}{u} \frac{m \sum_{i=1}^m T_{\text{ВХ}i}^2 - \left(\sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} \right)^2}{m \sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} T_{\text{ВХ}i} - \sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} \sum_{i=1}^m T_{\text{ВХ}i}},$$

$$T_{\text{гидр}} = \frac{\sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i}^2 \sum_{i=1}^m T_{\text{ВХ}i} - \sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} \sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} T_{\text{ВХ}i}}{m \sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i}^2 - \left(\sum_{i=1}^m T_{\text{ВЫХ}i} \right)^2}.$$

Здесь m – число измерений.

По полученным значениям определяем угол трения в червячном зацеплении

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{\text{tg} \gamma_w}{\eta_{\text{зац}}} \right) - \gamma_w,$$

а также приведенный коэффициент трения $f_{\text{пр}} = \text{tg} \varphi'$.

Коэффициент гидромеханических потерь определяем по формуле

$$\psi_{\text{гидр}i} = T_{\text{гидр}} / T_{\text{ВХ}i}.$$

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель задания.
2. Определение теоретического значения КПД.
3. Упрощенная схема установки.
4. Таблица снятых данных и обработанных результатов.
Примечание. Величины крутящих моментов на входе определяются по тарировочным графикам (рис. 8 и 9).
5. Трафик зависимости КПД от нагрузки на тормозе $\eta = f(T_{\text{ВЫХ}})$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему с увеличением нагрузки КПД растет, а после достижения максимума – падает?
2. Как влияет число заходов червяка на КПД и на скорость скольжения?
3. Как и почему скорость скольжения влияет на КПД?
4. Может ли самотормозящая червячная передача иметь КПД больше 50%?
5. При каких углах трения φ' и углах подъема витков червяка γ_w передача становится самотормозящей?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 2006. 408 с.
2. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». М.: Машиностроение, 2004. 440 с.
3. Степнов М.Н., Шаврин А.В. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 2005. 400 с.

