Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА К. П. Д. ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

И. П. Иванов

При стендовых испытаниях зубчатых передач Новикова для выявления их нагрузочной способности представилось возможным экспериментально оценить их к. п. д. Для этого к испытательному стенду с замкнутым потоком мощности подключался электродвигатель, отбалансированный на опорных катках. По угловому отклонению его в установившемся режиме работы определялся реактивный момент двигателя, мощность которого при замкнутой схеме нагружения передач расходуется только на преодоление сопротивлений вращению.

Как показано исследованиями [1], в качестве двигателя, отбалансированного на опорных катках, может использоваться любой электродвигатель с цилиндрической поверхностью корпуса. Неучтенные потери в опорных катках, проворачивающихся на некоторый угол при отклонении работающего электродвигателя от номинального положения, значительно ниже, чем неучитываемые потери в опорных подшипниках удлиненного вала ротора в обычно применяемом баланс-моторе.

В качестве опорных катков в установке применены подшипники качения, на которых отбалансирован асинхронный электродвигатель мощностью 4,5 *квт* со скоростью ротора 153 *рад/сек*. Опорные лапы у двигателя срезаны, а фланцы соединения крышек с корпусом, которыми двигатель опирается на катки, подвергнуты станочной обточке концентрично оси вращения ротора. Устройство для определения реактивного момента системы состоит из двигателя, отбалансированного на опорных катках и присоединенного к замкнутой установке с

двумя одинаковыми зубчатыми передачами. К двигателю, уравновешенному на катках, прикреплено коромысло, удерживаемое пружиной растяжения при подвешивании тарировочного груза на другом плече коромысла. Двигатель, присоединенный к установке упругой муфтой и включенный в сеть при снятом грузе, поворачивается на угол, соответствующий реактивному моменту. При установившемся режиме отсчитываются показания реактивного момента по стрелке на неподвижной шкале, проградуированной при подвешивании груза.

В замкнутой системе с двумя зубчатыми передачами одна из них работает в режиме редуктора, другая — мультипликатора. Как показано Г. К. Трубиным [2], при эвольвентных передачах в такой схеме работы разница в загруженности передач и в потерях пренебрежимо мала. Также практически одинаковыми с точки зрения потерь рассматриваются зубчатые передачи в работе [5] при испытаниях на замкнутой установке. Для передач Новикова при замкнутой схеме работы разница в загруженности и в потерях имеет лишь теоретическое значение и ею можно пренебречь так же, как и в эвольвентных. При этом величина потерь для каждой отдельной передачи будет иметь некоторое среднее значение. Такой подход значительно упрощает измерения и расчеты потерь для отдельной передачи.

Опыты проводились на приработанных зубчатых парах Новикова с исходными контурами Луганского завода им. Пархоменко «ЗИП-1958» при окружных скоростях колес 6,3 *м/сек* и при смазке зубьев окунанием в машинное масло «СУ». Межосевое расстояние зубчатых пар составляло 125 *мм*, ширина венцов колес 35 *мм*, венцов шестерен 40 *мм*. Числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2, нормальные модули m и углы наклона зубьев β на начальных цилиндрах различны:

z_1/z_2	81/41	76/38	53/26	38/19	29/14
m	2	2	3	4	5
β	12° 34′ 40″	24° 13′	18° 33′ 30″	24° 13′	30° 41′

Эвольвентные зубчатые пары имели такие же основные параметры. Каждая зубчатая пара монтировалась в отдельном редукторе; валы передач вращались на подшипниках качения (в каждом редукторе по два конических подшипника 7510 и по одному сферическому 3610).

Перед замерами реактивного момента установка с приработанными зубчатыми парами дополнительно работала в течение часа для достижения режима теплового равновесия.

Общие потери редуктора складываются из потерь в зацеплении, на перемешивание масла, в опорных подшипниках, а также от трения вращающихся частей о воздух. По результатам замеров общих потерь, отнесенных к отдельному редуктору, дан график (рис. 1) реактивного момента M_{1p} в зависимости от нагрузочного момента на шестерне M_1 для зубчатых пар с различными основными параметрами. Числами на кривых указаны модули; буквой э отмечены модули эвольвентных

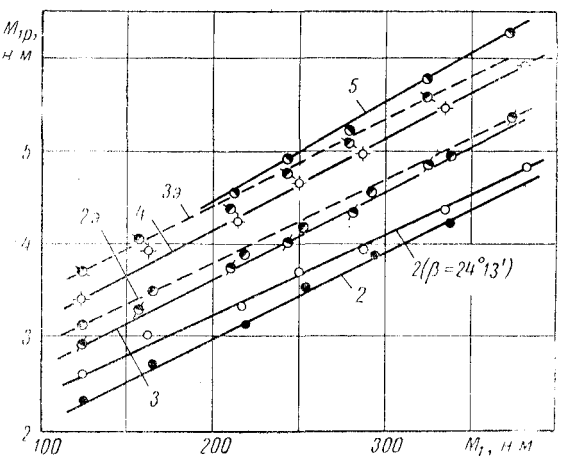


Рис. 1. Зависимость момента потерь от нагрузочного момента на шестерне передачи с различными параметрами и системами зацепления

пар. К. п. д. редуктора η при различной загруженности передач представлены графиком на рис. 2.

Общие потери зубчатой передачи Новикова несколько ниже потерь такой же эвольвентной при одинаковых нагрузках. Двухкратное различие потерь непосредственно в зацеплениях [3] резко сокращается при сравнении общих потерь с различными системами зацепления, поскольку потери в зацеплении составляют часть общих потерь в редукторе.

С увеличением модуля и угла наклона зубьев потери как в передачах Новикова, так и в эвольвентных возрастают почти одинаково. Наименьшие потери имеют передачи с модулем 2 *мм* при угле наклона зубьев $\beta = 12°34'40''$. С увеличением загруженности передач потери увеличиваются; при этом относительные потери уменьшаются, а к. п. д. медленно возрастает.

Разница в к. п. д. передач Новикова и таких же эвольвентных с увеличением нагрузки уменьшается.

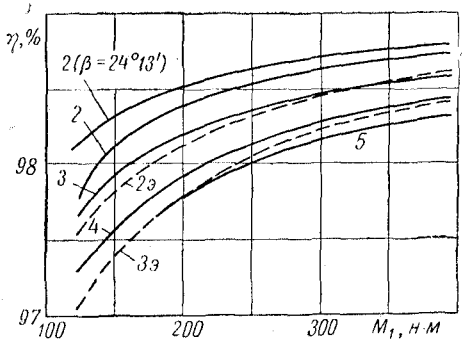


Рис. 2. Зависимость к. п. д. от нагрузочного момента на шестерне передачи с различными параметрами и системами зацепления

При крутящем моменте $M_1 = 124{,}5$ *н·м*, допустимом для эвольвентных передач с модулями 2 и 3 *мм* и с твердостью зубьев $HB = 2060$ *Мн/м²*, к. п. д. передачи Новикова и такой же эвольвентной при модулях 2 *мм* составляют, соответственно, 0,983 и 0,977, а при модулях 3 *мм* — 0,978 и 0,972. При удвоенной нагрузке, что примерно соответствует допустимому моменту на шестерне передачи Новикова с модулем 3 *мм* и с твердостью зубьев $HB = 2060$ *Мн/м²*, к. п. д. передачи Новикова и такой же эвольвентной при модулях 2 *мм* составляют, соответственно, 0,986 и 0,983, а при модулях 3 *мм* — 0,984 и 0,981. Отметим, что по данным опытов [4] к. п. д. двухступенчатого редуктора ЦДН-3 с зацеплением Новикова равен 0,965—0,972, что выше обычно принимаемых значений для таких же редукторов с эвольвентным зацеплением.

Повышение к. п. д. передач Новикова, применяемых взамен эвольвентных, будет ощутимым, если учесть, что установочные мощности могут быть значительными и число зубчатых пар в приводах большое. Кроме того, в некоторых специальных областях горной техники снижение потерь мощности может иметь особое значение. Например, снижение потерь механических передач шахтных гировозов отразится на увеличении проходимого составом пути за счет энергии, аккумулированной вращающимся маховиком.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пинигин Б. Н. Способ непосредственного замера мощности сбалансированным электродвигателем. В сб. Челябинского политехн. ин-та «Расчет и конструирование машин», вып. 10, Машгиз, 1957.

2. Трубин Г. К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. Машгиз, 1950.

3. Куликов Г. В. О потерях в зацеплении М. Л. Новикова. Вестн. машиностроения, 1958, № 6.

4. Дербасов Н. М, Бондаренко Г. Е. Редукторы с зацеплением Новикова. Пром. техн. бюлл. Луганского СНХ, 1958, № 12.

5. Ohlendorf H. Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern. Dissert., T. H. München, 1958.