

АНАЛИЗ МЕРТВОГО ХОДА РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА РАЗЪЕДИНИТЕЛЯ

Тагаев С.Б.

Ташкумырский инженерно-педагогический институт, Таш-Кумыр, Кыргызстан

Аннотация: В статье оценено влияние люфтов и упругих деформаций на мертвый ход, а также определены пути уменьшения зоны неконтролируемого движения ножей разъединителя при оперировании.

Ключевые слова: линейное перемещение, шарнирно-рычажный механизм, зазор, упругие деформации, поступательное движение, металлоконструкция.

ANALYSIS OF DEAD STROKE OF THE LEVER MECHANISM OF THE DISCONNECTOR

Tagaev S. B.

Tash-Kumyr engineering and pedagogical Institute, Tash-Kumyr, Kyrgyzstan, tagaev@mail.ru

Annotation: The article assesses the influence of backlash and elastic deformations on dead travel, and also defines ways to reduce the zone of uncontrolled movement of the disconnecter blades during operation.

Key words: the linear displacement of the hinge-lever mechanism with clearance, elastic deformation, the translational motion of the metal structure.

В отличие от механизма с непрерывным вращением шарнирно-рычажный механизм разъединителя имеет ограниченный ход, обусловленный, как правило, поворотом контактных ножей на угол 90° или близкий к нему. Вместе с тем механизм разъединителя имеет длинные кинематические цепи, содержащие значительное число шарнирных соединений. С ростом класса напряжения конструкция механизма усложняется и число шарнирных соединений в нем увеличивается. При этом совокупность технологических зазоров в шарнирных соединениях, обусловленных скользящими и другими посадками, приводит к появлению существенного люфта в механизме, т. е. к появлению возможности поворота контактного ножа на некоторый угол или его линейного перемещения при жестко закрепленном вале привода.

Рабочие усилия, воспринимаемые звеньями механизма в процессе оперирования, вызывают упругие деформации звеньев. Значительные подвижные массы контактных ножей разъединителя при быстром оперировании создают дополнительные инерционные силы, увеличивающие указанные деформации. Упругие деформации в звеньях механизма приводят к возможности поворота ножа на тот или иной угол при жестко закрепленном валу привода и даже в отсутствие люфтов в шарнирах.

Наибольшее угловое или линейное перемещение контактного ножа разъединителя, обусловленное наличием люфтов в шарнирах и упругими деформациями в звеньях, при жестко закрепленном вале привода называется мертвым ходом механизма разъединителя. В разъединителях вертикально-поворотного, горизонтально-поворотного и качающегося типов удобнее оценивать мертвый ход механизма угловым перемещением ножа, а в разъединителях с поступательным движением ножа его линейным перемещением.

Люфты в шарнирах и упругие деформации в звеньях являются не только причиной появления мертвого хода механизма, но и обуславливают нарушение плавности хода контактных ножей, а также их раскачивание и рывки в процессе оперирования. Указанные явления усиливают износ шарнирных соединений в процессе эксплуатации. Вследствие этого увеличивается мертвый ход механизма. В результате зона неконтролируемого движения ножей вблизи включенного положения может стать настолько значительной, что

превысит зону улавливания контакта, что, в свою очередь, может привести к отказу при включении разъединителя.

Данные явления, почти неощутимые в разъединителях до номинального напряжения 220 кВ, составляют серьезную проблему и требуют специальных мер для обеспечения нормального оперирования разъединителями на более высокие напряжения. Перейдем к определению люфтов в шарнирах и упругих деформаций в звеньях механизма, а также их влияния на мертвый ход механизма. Влияние люфтов в шарнирах на мертвый ход механизма разъединителя можно проанализировать при рассмотрении его кинематической схемы, считая все звенья абсолютно жесткими. В любом механизме разъединителя часть звеньев совершает вращательное движение (валы, рычаги, зубчатые колеса, червяки и т. п.), а часть — поступательное или сложное движение. К таким звеньям относятся шатуны и соединительные тяги.

Для некоторых типов разъединителей, например с двумя ножами, синхронно вращающимися в вертикальной или горизонтальной плоскости, начиная с некоторого А-го звена характерно раздвоение кинематической цепи на две симметричные

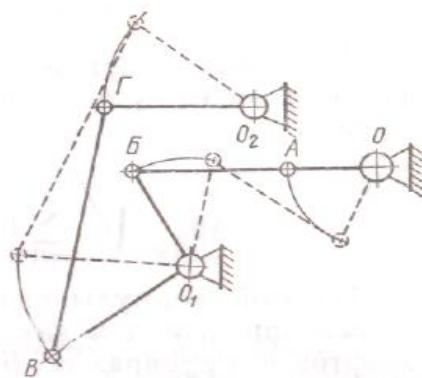


Рис.1. Схема механизма синхронной передачи при наличии люфтов в процессе отключения разъединителя

ветви, каждая из которых приводит в движение свой контактный нож. В этом случае помимо мертвого хода каждого контактного ножа относительно двигателя привода существует взаимный мертвый ход контактных ножей. Его можно обнаружить и измерить для промежуточного положения механизма, перемещая концы контактных ножей в противоположных направлениях при заторможенном k -м звене. Взаимный мертвый ход ножей выражается формулой

Так как кинематическая цепь от вала двигателя до k -го звена выполняется с постоянным передаточным отношением на каждой ступени, качественный характер изменения δ в зависимости от угла поворота двигателя аналогичен характеру изменения δ .

В связи с изложенным действительная картина движения ножей при оперировании разъединителем выглядит следующим образом. Из-за наличия мертвого хода δ зависимость угла поворота одного из ножей от угла поворота вала двигателя может быть представлена произвольной кривой 3, не выходящей за пределы петли OA .

Характер кривой 3 при этом определяется случайными величинами: распределением фактических зазоров в сочленениях, силами трения, чистотой обработки сопрягаемых поверхностей, регулировкой механизмов и т. п.

В зависимости от характера основной кривой $\varphi_i = f(\alpha)$, определяемого соотношениями между кинематическими размерами передач, находятся и величины δ и δ' . Следовательно, выбором указанных соотношений можно добиваться уменьшения δ и δ' в нужной фазе движения механизма, в частности при соприкосновении ножей в процессе включения, и повышать четкость и надежность правильного включения разъемного контакта.

Способы уменьшения мертвого хода. Оценив влияние люфтов и упругих деформаций на мертвый ход, можем определить пути уменьшения зоны неконтролируемого движения ножей разъединителя при оперировании.

Очевидной мерой уменьшения люфтов в механизмах является уменьшение зазоров D/i в шарнирах за счет повышения точности изготовления последних.

Для производства разъединителей характерен 3-й класс точности скользящих посадок и 7-9-я степень точности изготовления зубчатых колес. Изготовление деталей шарнира по третьему классу точности вместо четвертого позволяет уменьшить $D_{ш}$ в среднем в три раза, а при изготовлении по второму классу точности – в семь раз.

Повышение класса точности изготовления деталей требует замены инструментального хозяйства, средств измерения и контроля, связано с некоторым удорожанием производства и не всегда может быть оправдано.

Поэтому должны назначаться обоснованно жесткие допуски на межцентровые расстояния зубчатых зацеплений в редукторах приводов и выдерживаться расчетные радиусы делительных окружностей зубчатых колес. Мертвый ход механизмов приводов и разъединителей должен быть предметом строгого контроля в процессе производства и во время эксплуатации.

Отсюда явствует, что увеличение радиусов зацепления зубчатых передач, радиусов рычагов в механизмах разъединителей способствует уменьшению как угловых люфтов, так и упругих деформаций. Следует иметь в виду, что при заданных передаваемых моментах усилия в кинематических сочленениях тем меньше, чем больше радиус R . Снижение передаваемых усилий уменьшает упругие деформации $D/$ и тем способствует повышению четкости работы механизмов. Кроме того, снижение передаваемых усилий уменьшает реакции в подшипниках рычагов и валов, силы трения в механизмах, деформации подшипников, несущих металлоконструкций, кронштейнов.

По этой же причине следует избегать применения шпоночных и штифтовых соединений валов и муфт в силовых механизмах разъединителей сверхвысоких классов напряжения. При значительных моментах и весьма малых радиусах R , характерных для таких соединений, возникающие значительные усилия вызывают смятие шпоночных пазов и штифтов и образование увеличенных зазоров, которые при малых R создают значительный и быстро прогрессирующий люфт в шарнире.

Шпоночные соединения при больших нагрузках могут применяться только при наличии дополнительного закрепления рычага на валу [18].

Зазор и упругая деформация i -го кинематического сочленения могут составлять малую долю от мертвого хода b_j , если данному сочленению соответствует весьма малое передаточное число C_p , поэтому шпоночные и штифтовые соединения в сочетании с малыми кинематическими радиусами R могут быть допущены для начальных ступеней редукторов приводов, характеризующихся малыми C_p и малыми окружными рабочими усилиями. В иных случаях следует применять способы беззазорного соединения валов, т. е. сварные неразборные соединения, разъемные болтовые муфты, устанавливаемые на участке вала, обработанном под квадрат, рычаги с зажимом на валу и т. п.

В механизмах разъединителей неизбежно применение шарниров, обеспечивающих нормальную работу механизма при некотором смещении осей вращения валов. При малых углах отклонения оси вала, обусловленных неточностями изготовления и сборки, находят применение беззазорные мембранные муфты. Деформация плоских стальных мембран муфты разгружает валы от изгибающих усилий. Для соединения валов под значительным углом (например, между приводом и механизмами разъединителя) применяются шарниры с двумя степенями свободы. Такие шарниры обеспечивают достаточно малый радиальный зазор и угол наклона вала до $12-14^\circ$.

В механизмах разъединителей также должны применяться по возможности короткие валы, работающие на кручение, так как длинные валы при малом диаметре обуславливают

значительный угол упругого скручивания. По этой причине в трех-полюсных разъединителях 220 кВ применяются междуполюсные связи в виде рычажных параллелограммных механизмов, хотя использование вращающихся валов кажется более простым конструктивным решением.

Повышению четкости работы механизмов разъединителей способствует, кроме того, натяг кинематической цепи, выбирающий зазоры в шарнирных соединениях в одну сторону. Для разъединителей вертикально-поворотного типа указанный натяг может осуществляться за счет момента, создаваемого массой контактного ножа. При прямом и обратном ходе центр тяжести ножа стремится занять наиболее низкое положение, что обеспечивает зависимость $p = f(a)$ в виде кривой У. Следует иметь в виду, что плавность и четкость хода ножа при этом обеспечивается лишь в том случае, если совокупный момент сил трения и других сил, препятствующих движению ножа при включении, оказывается заведомо меньше действия момента, создаваемого весом ножа, обеспечивающего натяг кинематической цепи. В противном случае при включении разъединителя начальное движение ножа в соответствии с кривой 2 сопровождается «срывом» механизма в промежуточном положении на величину соответствующего мертвого хода δ и переходом на кривую 1 под действием момента, создаваемого весом ножа. Это сопровождается ударными нагрузками, воздействующими на механизм и всю конструкцию разъединителя в целом. Такой режим наиболее вероятен при трогании на включение с гололедом, когда действие сил сопротивления движению особенно велико.

Разъединители типа РНВЗ-750П/4000 с вращением ножей в вертикальной плоскости имеют очень малый момент от сил собственного веса ножей в отключенном положении. Поэтому натяг механизма в данной конструкции обеспечивается избыточным действием сил пружин, компенсирующих вес ножа. При этом обеспечивается зависимость $f_1 = f(a)$ вида кривой 2 при прямом и обратном ходе механизма. Как и в первом случае, здесь желательно обеспечивать избыточный натяг кинематической цепи, превышающий силы сопротивления движению ножа при включении.

Натяг механизма, обеспечивая выборку зазоров в шарнирах, тем не менее, из-за неравномерного движения ножей, обладающих значительной массой, допускает некоторый мертвый ход механизма, обусловленный изменением упругих деформаций под действием сил инерции. Однако он оказывается существенно меньшим мертвого хода того же механизма без применения натяга.

Следует отметить также, что натяг кинематической цепи смещает кривую статического момента на валу разъединителя на величину момента от сил, обеспечивающих натяг. Вследствие этого привод должен иметь избыточную мощность при операции включения, обеспечивающую движение ножей против сил натяга. При отключении двигатель привода совершает отрицательную работу.

Если, несмотря на принятые меры, при подходе ножа к включенному положению мертвый ход его превышает зону, обеспечивающую нормальное включение, то контактные ножи снабжаются специальными ловителями, работающими автономно и обеспечивающими нормальную работу разъединителя.

Использованная литература

1. Электрическая часть станций и подстанций. II издание С.В. Усов. – Ленинград: Энергоатом. издат. 1987.
2. Васильев А.А. Электрическая часть станций и подстанций. – М.: Энергия 1980.
3. Поярков К.М. Электрические станции, подстанции, линии и сети. – М., 1974.
4. Афанасьев В.В., Якунин Э.Н. «Разъединители». – Ленинград: Энергия, 1979.