

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХДВИГАТЕЛЬНОГО ПОДВЕСНОГО КОНВЕЙЕРА С ГИДРОМУФТАМИ

А. В. МУРИН

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

С целью снижения усилий в тяговой цепи подвешенного конвейера при значительной протяженности его трассы применяется, как известно, несколько приводных станций. Для нормальной работы многодвигательного конвейера необходимо выполнить очень важное требование — обеспечить согласованное вращение ведущих звездочек. Другим не менее важным требованием является условие равномерного распределения нагрузки между приводами. Выполнение этих условий представляет известные трудности. Согласованное вращение ведущих звездочек цепи конвейера может быть обеспечено различными способами [1], но особый интерес представляет использование для этой цели предохранительных гидродинамических муфт, так как наличие в приводах таких муфт может обеспечить не только синхронизацию вращения звездочек, но и облегчение пуска загруженного конвейера и автоматическую защиту тяговой цепи и приводов от недопустимых перегрузок. Последнее свойство этих муфт имеет особое значение, так как в конвейерах с протяженной и сложной трассой, применяемых на машиностроительных заводах массового производства, случаи защемления и недопустимых перегрузок тяговой цепи, вызывающие ее разрыв, возникают сравнительно часто, что, естественно, приводит к заметным потерям рабочего времени. Следует отметить, что применение гидромуфт улучшает условия работы приводов, тяговой цепи и в период установившегося движения. Это происходит за счет уменьшения динамических нагрузок, возникающих вследствие неравномерного движения тяговой цепи. Почти полное исчезновение динамических нагрузок на этом режиме объясняется тем, что при наличии в приводе гидромуфты отсутствует жесткая связь передаточного механизма с ротором электродвигателя, который, как известно, обладает наибольшей кинетической энергией во время движения и оказывает в связи с этим основное влияние на формирование динамических нагрузок в передаточном механизме и в цепи из-за ее неравномерного движения.

В связи с отсутствием в литературе сведений о работе многодвигательных подвесных конвейеров, приводы которых снабжены предохранительными гидродинамическими муфтами, нами в заводских условиях были проведены испытания двухдвигательного подвешенного конвейера с такими муфтами, основные результаты которых излагаются ниже.

Испытаниям подвергался тяжело нагруженный подвесной конвейер, предназначенный для транспортировки облоя из кузнечного цеха [2]. Этот конвейер имеет сложную трассу (рис. 1), протяженностью около 410 метров, значительная часть которой около 2/5 проходит вне поме-

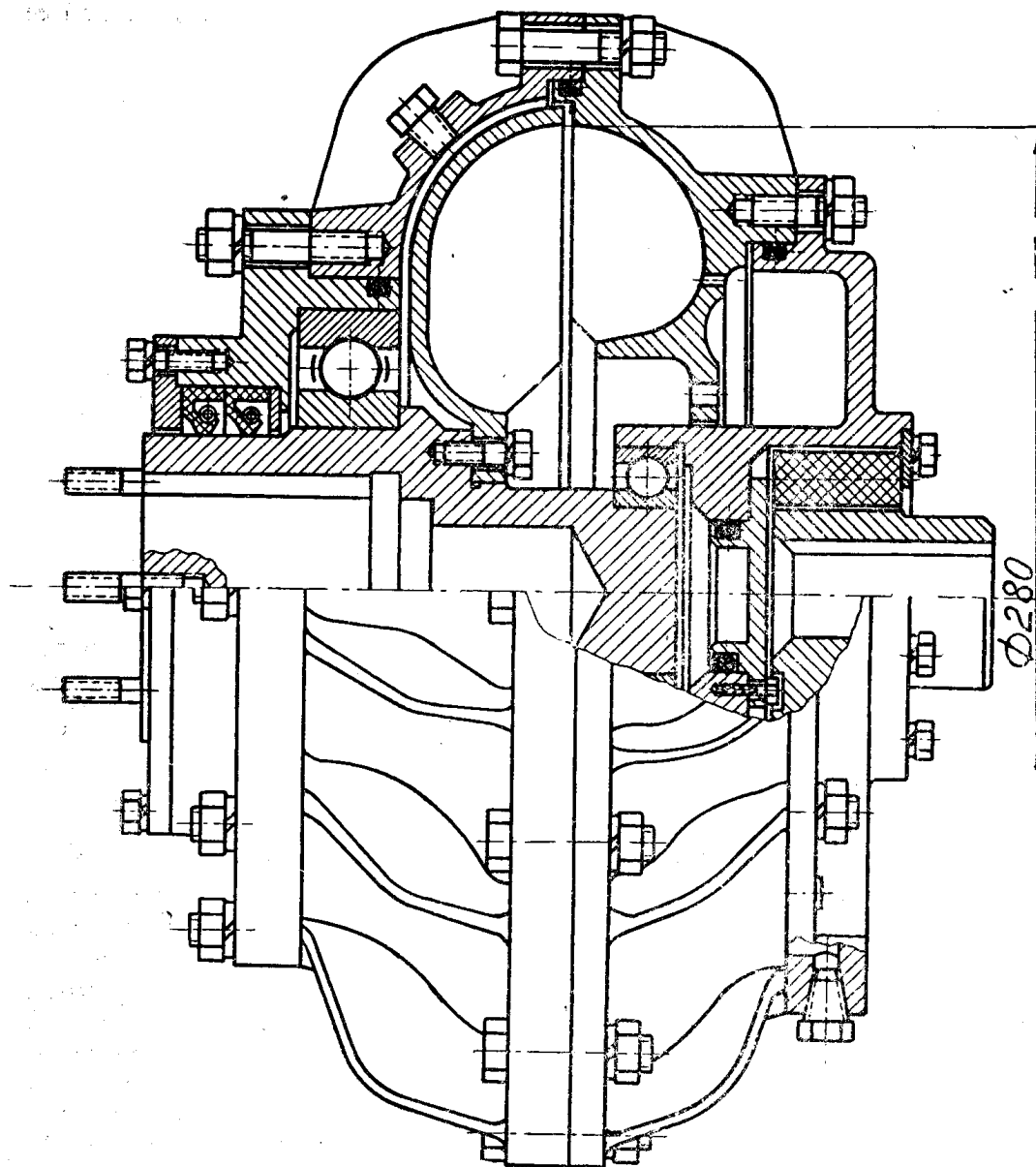


Рис. 2. Предохранительная гидромфта, установленная в первом приводе

щений. В качестве тягового элемента на нем используется стандартная разборная цепь с шагом 160 мм, а его приводы снабжены разработанными нами предохранительными гидромфтами с несимметричными колесами и дополнительным объемом со стороны насосного колеса. конструкция муфты, установленной в приводе 1 (рис. 1), показана на рис. 2, а ее механические характеристики — на рис. 3. Размер и параметры основных элементов муфты привода 2 несколько отличаются от приведенной, что, естественно, обусловило некоторое различие и в их механических характеристиках.

Во время испытаний исследуемого конвейера одновременно записывались на пленку осциллографа скорости вращения насосных и турбинных колес гидромфты, усилия в цепи перед ведущими звездочками и мгновенные мощности, потребляемые электродвигателями приводов. Записи указанных параметров были проведены во время установившегося движения, в пусковые периоды и при внезапном приложении к тяговой цепи конвейера непреодолимой нагрузки, вызывающей ее

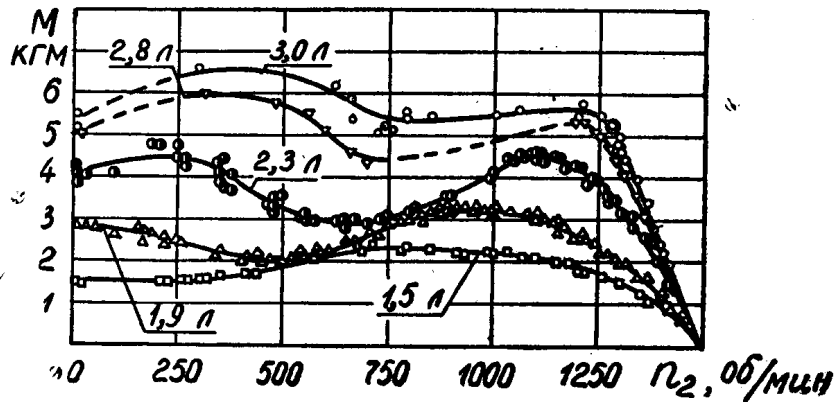


Рис. 3. Статические механические характеристики гидромфты первого привода (в качестве приводного использовался асинхронный короткозамкнутый электродвигатель А 51-4, мощностью 4,5 квт при 1440 об/мин).

остановку. Скорости ведущих и ведомых валов приводов регистрировались с помощью разработанных нами бесконтактных индукционных отметчиков (оборотов одна отметка на осциллограмме за один оборот). Измерение усилий в цепи конвейера осуществлялось с помощью специально разработанных автором для этой цели тензозвеньев с индуктивными датчиками, обеспечивающими мощность выходного электрического сигнала, достаточную для его регистрации с помощью шлейфового осциллографа без использования усилительных устройств [2, 3]. Потребляемые электродвигателями приводов конвейера мощности осциллографировались с помощью вибраторов ваттметрового типа Д1-Х1 и одновременно с этим измерялись с помощью ваттметров.

На рис. 4 представлены результаты расшифровки осциллограммы усилий в цепи конвейера перед ведущими звездочками, скоростей ведомых и одного из ведущих элементов его приводов в период установившегося движения. Для расшифровки взят типичный участок осциллограммы, приведенный нами в [2]. На этом рисунке показано изменение усилия в тяговой цепи 1 угловых скоростей насосного (4) и турбинного (5) колес, скольжений электродвигателя 4' и суммарного двигателя и гидромфты 5' первой приводной станции и изменение усилия в цепи 2, угловой скорости турбинного колеса 6 и суммарного скольжения электрогидропривода 6', второй приводной станции. Кривой 3 на этом рисунке показано изменение относительной разницы усилий $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$ в цепи перед ведущими звездочками первого и второго

приводов. В связи с плавным характером изменения усилий в цепи конвейера [2] построение кривых 1 и 2 на рис. 4, а по ним и кривой 3 было проведено по результатам их измерений на осциллограмме через интервалы времени в 0,04 сек. Кривые угловых скоростей и скольжений показывают изменение их средних значений, вычисленных по

результатам измерений на осциллограмме интервалов времени, соответствующих 3—4 оборотам звена привода. Абсолютная ошибка измерения скольжения при принятой методике, обусловленная неточностью замеров времени на осциллограмме и определенная по [4], составляет при вероятности $P = 0,95$ в среднем 0,3—0,4%.

Как видно из рис. 4 (кривая 3), разница в величине усилий в цепи конвейера перед ведущими звездочками не превышает 8%, что составляет 2,2%, если оценку неравномерности распределения нагрузки производить по методике В. К. Дьячкова [5]. В этом случае отклонение от равномерного распределения нагрузки можно подсчитать по следующей зависимости:

$$\Delta = \left(\frac{1}{n} - \frac{P_i}{\Sigma P_i} \right) \cdot 100,$$

где Δ — отклонение от равномерного распределения, в процентах;

n — число приводов;

P_i — нагрузка i -го привода;

ΣP_i — общая нагрузка на все приводы конвейера.

Проведенные измерения показывают, что наибольшие отклонения от равномерного распределения нагрузки между приводами, подсчитанные по приведенной зависимости, составляют 6—7%. Изменение скоростей насосного и турбинного колес первой приводной станции и турбинного колеса второй, вызываемое изменением нагрузки в цепи конвейера перед ведущими звездочками, имеет плавный аperiodический характер. Причем наблюдается несомненная взаимосвязь между изменением усилий в тяговой цепи и изменением скоростей вращения указанных звеньев. Некоторое запаздывание в изменении скоростей при изменении усилий связано с определенной инерционностью вращающихся звеньев. Особенно это характерно проявляется в протекании кривой изменения усилия в цепи перед первой приводной станцией (кривая 1) и изменении скоростей турбинного и насосного колес этого привода (кривые 5 и 4).

Определение усилий в цепи конвейера перед приводными станциями, проведенное расчетным путем по [1], показывает, что у первого привода усилие перед звездочкой почти в 2 раза больше, чем у второго. Однако из рис. 4 видно, что угловая скорость турбинного колеса первого привода (кривая 5) в рассматриваемый период времени несколько выше скорости такого же колеса второго привода (кривая 6). Относительная разница в скорости этих колес первого и второго приводов $\frac{n_{T_1} - n_{T_2}}{n_{T_1}}$ составляет в этот период 3—6%. Но даже при такой

заметной разнице в угловых скоростях звездочек конвейера обеспечивается, как это следует из рис. 4 (кривые 1, 2 и 3), достаточно равномерное распределение усилий в цепи перед ними. Общее скольжение (двигателя и гидромукты) приводов конвейера для анализируемого участка осциллограммы составляет для первой станции 4—7% и для второй — 9—11%. Скольжение электродвигателя первого привода в этот период времени находилось в пределах 0,5—2,0%. Номинальное скольжение двигателей, установленных в приводах, равно 4% (по каталогу). Таким образом, сравнение действительного и номинального значений скольжения двигателя говорит о том, что в приводах данного конвейера установлены электродвигатели завышенной в несколько раз мощности. Зная скольжение электродвигателя и общее скольжение гидроэлектропривода, нетрудно найти и скольжение гидромукты. Так как у исследуемого конвейера между электродвигателем и гидромуф-

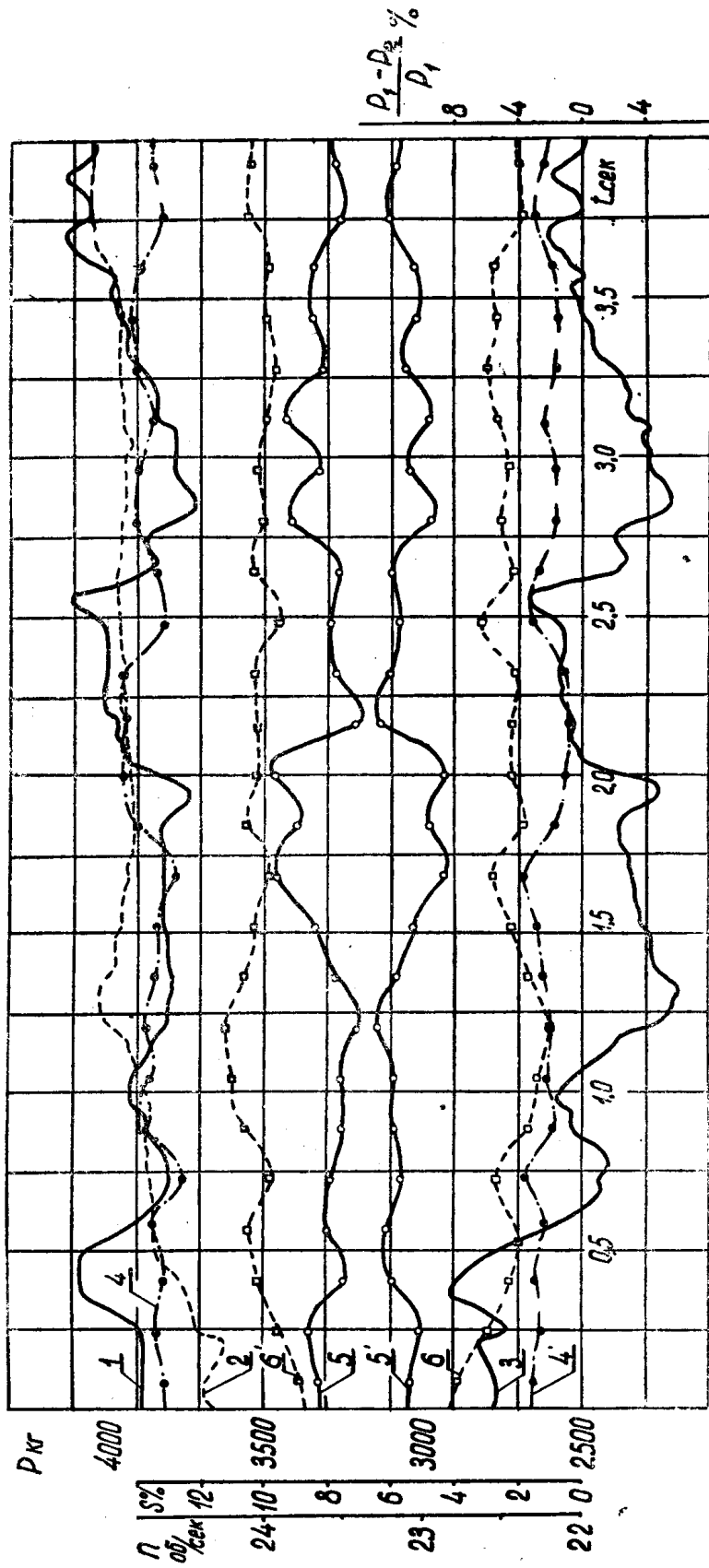


Рис. 4. Изменение усилий в цепи конвейера перед ведущими звездочками угловых скоростей, скольжений ведущих и ведомых элементов приводов при установившемся режиме

той промежуточная передача отсутствует, то, как известно, скольжение гидроэлектропривода, двигателя и гидромуфты соответственно равно

$$s = \frac{n_0 - n_2}{n_0}, \quad s' = \frac{n_0 - n_1}{n_0} \quad \text{и} \quad s'' = \frac{n_1 - n_2}{n_1},$$

где

n_0 — синхронная скорость вращения ротора двигателя,

n_1 — рабочая скорость вращения ротора двигателя (скорость насосного колеса гидромуфты),

n_2 — скорость турбинного колеса гидромуфты.

Используя два последних выражения, можно скорость турбинного колеса представить как

$$n_2 = n_0(1-s')(1-s'').$$

Подставив значение n_2 в выражение для определения общего скольжения привода и проведя несложные преобразования, получим скольжение гидромуфты

$$s'' = \frac{s-s'}{1-s'},$$

а при малых значениях s'

$$s'' = s - s'.$$

Абсолютная ошибка при этом равна произведению скольжений двигателя и гидромуфты.

На рис. 5, а приведена осциллограмма усилий в цепи конвейера перед его ведущими звездочками, скоростей насосного и турбинного колес первой и турбинного колеса второй приводной станции в период пуска. На этой осциллограмме цифрами 1 и 2 обозначены обгибающие



Рис. 5. Осциллограммы усилий в цепи конвейера перед ведущими звездочками, угловых скоростей ведущих и ведомых элементов приводов в период пуска (а) и мощностей, потребляемых двигателями, угловых скоростей их роторов в период пуска и установившегося движения (б)

максимальных значений тока несущей частоты выходного сигнала, выдаваемого тензозвеньями, находящимися в цепи конвейера соответственно перед первой и второй станциями. Как нами отмечалось ранее [2, 3], запись этих выходных сигналов представляет запись пульсирующего тока удвоенной несущей частоты, модулированного измеряемым параметром. Несущая частота равна 50 гц. Цифрами 3, 4 и 5 обозначены записи сигналов, выдаваемых отметчиками оборотов насосного и турбинного колес первой и турбинного колеса второй станций. Как

видно из осциллограммы, при пуске конвейера обеспечивается плавное нарастание усилия в цепи перед ведущей звездочкой (огибающая 1). К сожалению, тензозвено перед второй станцией находилось в момент начала записи этой осциллограммы на поворотной звездочке, что вызвало его дополнительные деформации, и запись выдаваемого им электрического сигнала вышла за пределы пленки осциллографа (огибающая 2). Характерной особенностью анализируемого пускового процесса является то, что заметное возрастание усилий в тяговой цепи начинается к моменту завершения разгона приводных электродвигателей.

Время разгона электродвигателей приводов данного конвейера составляет 1,5—1,7 сек. Некоторая разница в величинах времени разгона двигателей объясняется тем, что установленные муфты имеют различные активные диаметры и поэтому их насосные колеса и связанные с ними детали несколько отличаются по своей инерционности, т. е. имеют различные моменты инерции массы непосредственно соединенных с роторами двигателей элементов. Турбинное колесо первой приводной станции начинает вращение через 1,0 сек., а второй — через 1,5 сек. после включения электродвигателей. К концу разгона двигателей турбинное колесо первого привода совершает всего лишь 4 оборота, а второго — 2. Таким образом, цепь конвейера начинает движение после того, как электродвигатели приводов достигли скоростей, соответствующих установившемуся движению. Ведущие звездочки конвейера достигают скорости установившегося движения через 1,8—1,9 сек на первой приводной станции и на второй — через 2,8 сек после включения электродвигателей. Величина среднего ускорения цепи в этот период составляет 0,03—0,05 м/сек², что значительно (в несколько раз) меньше величин средних ускорений тягового элемента при разгоне, приводимых в литературе для ленточных, ленточно-цепных и других многодвигательных конвейеров, приводы которых снабжены предохранительными гидромуфтами или электродвигателями с фазовым ротором при наличии контакторного управления.

На рис. 5, б представлена типичная осциллограмма потребляемой электродвигателями конвейера мощности первого (запись 1) и второго (запись 2) приводов в период разгона (правая часть осциллограммы) и в период установившегося движения. На этой же осциллограмме записаны с помощью отметчиков оборотов угловые скорости вращения электродвигателей первой (3) и второй (4) станций. Огибающие максимальных значений мгновенной мощности (вверх от нулевой линии для первой и вниз — для второй станций) дают представление о характере изменения потребляемых двигателями приводов мощности, затрачиваемой на приведение в движение цепи конвейера. Характерной особенностью, как это видно из осциллограммы, является практически постоянная величина потребляемой электродвигателями конвейера мощности (после завершения периода разгона) и плавный характер ее перераспределения. Незначительная пульсация мощности, потребляемой двигателем второй станции, с периодом, соответствующим одному обороту ротора, объясняется некоторой несимметрией параметров обмоток его статора [2]. Отсутствие резких колебаний потребляемой двигателями мощности во время установившегося движения говорит о том, что гидромуфты сглаживают колебания нагрузки в цепи конвейера и не передают их двигателю, т. е. практически устраняют динамические нагрузки в приводе и цепи. Указанное обстоятельство имеет немаловажное значение для повышения долговечности цепи и приводов конвейера [6].

Проведенные исследования процесса аварийной остановки цепи конвейера, вызванной внезапно приложенной непреодолимой нагрузкой, показали, что предохранительные гидромуфты, установленные в приводах, защищают их и цепь от недопустимых перегрузок [2]. Характерной особенностью исследуемого режима была независимая работа приводных станций в этот период. Это заключалось в том, что при создании искусственным путем непреодолимой аварийной нагрузки в цепи недалеко от первой станции произошла сначала остановка только ее ведущей звездочки. Второй привод продолжал в это время работать. Причем следует отметить, что при остановке ведущей звездочки первого привода усилие в цепи перед вторым приводом практически не увеличилось. Остановка вращения ведущей звездочки второго привода произошла после того, как подвижная тележка с поворотной звездочкой грузовой натяжной станции этого привода, расположенной сразу же после первого привода (рис. 1), выбрав весь ход натяжки, вследствие возрастания усилия в цепи конвейера перед второй приводной станцией, передвинулась до упора. При остановке ведущей звездочки второго привода его двигатель продолжал работать. При этом усилие в цепи конвейера перед первым приводом также практически не возросло, хотя его двигатель тоже продолжал работать. Усилия в цепи конвейера при остановке звездочек возрастали достаточно плавно. Предохранительные штифты, имеющиеся в звездочках конвейера, во время такого аварийного стопорения цепи не срезались. Отсутствие резких изменений и плавное нарастание усилий в тяговой цепи в это время, несомненно, объясняется тем, что кинетическая энергия роторов электродвигателей при такой аварийной остановке ведущих звездочек приводов не участвует в формировании динамической нагрузки. Отмеченное обстоятельство является важным свойством приводов, снабженных предохранительными гидродинамическими муфтами.

Выводы

Проведенные исследования показали, что установленные в приводы конвейера предохранительные гидромуфты даже при некотором различии механических характеристик обеспечивают:

- 1) хорошее выравнивание нагрузки на приводы и плавный характер ее перераспределения при значительной неравномерности нагружения ветвей тягового элемента;
- 2) надежную защиту приводов и тяговой цепи от недопустимых перегрузок;
- 3) приводят к почти полному исчезновению динамических нагрузок в передаточных механизмах и тяговой цепи как при установившемся, так и при неустановившихся режимах (во время пусков и аварийных стопорений тягового элемента).

ЛИТЕРАТУРА

1. В. К. Дьячков. Подвесные конвейеры. Машгиз, 1961.
2. А. В. Мурин, М. М. Гохберг, С. И. Шубович. О применении предохранительных турбомуфт в приводах подвесных конвейеров. Изв. Томск. политехн. инст., т. 147, 1966.
3. А. В. Мурин. Использование индуктивных датчиков для измерения усилий в цепи подвесного конвейера. Изв. Томск. политехн. инст., т. 147, 1966.
4. Л. З. Румшинский. Элементы теории вероятностей. Физматгиз, 1960.
5. В. К. Дьячков. Заводские испытания подвесных конвейеров с многодвигательным приводом. ВНИИПТМАШ. Сб. «Подвесные канатные дороги», № 22, 1958.
6. И. А. Цетнарский. Опыт эксплуатации многоприводного скребкового конвейера КСР-1 с турбомуфтами. Горная механика. Сб. статей. Госгортехиздат, 1961.