

Министерство образования и науки Российской Федерации
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Е.Н. Гаврилов

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ
ЗАРЕЗОНАНСНОГО АСИНХРОННОГО
ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВИБРАЦИОННЫХ
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН**

МОНОГРАФИЯ

**Нижекамск
2015**

УДК 621.313.333:621.867.52
Г12

Печатается по решению редакционно-издательского совета
НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Рецензенты:

Сорокин А.Г., кандидат технических наук, доцент;
Тумаева Е.В., кандидат технических наук, доцент.

Гаврилов, Е.Н.

Г12 Разработка и исследование зарезонансного асинхронного электропривода вибрационных транспортирующих машин: монография / Е.Н. Гаврилов. – Нижнекамск: НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2015. – 123 с.

В монографии проведено исследование и математическое моделирование асинхронного электропривода вибрационных транспортирующих машин, рассмотрены достоинства и недостатки указанных машин при работе в зарезонансном режиме, методы уменьшения амплитуд резонансных колебаний и пусковой мощности вибровозбудителя.

Кроме того, приведено математическое описание основных элементов вибрационной транспортирующей системы, к которым относятся асинхронный дебалансный вибродвигатель с пуско-тормозным управляющим устройством, вибрационная нагрузка.

Также представлены результаты исследования процессов конденсаторного пуска и конденсаторного торможения асинхронного дебалансного вибровозбудителя зарезонансных вибрационных транспортирующих машин.

Монография предназначена для научных и инженерных работников, студентов и аспирантов технических вузов.

УДК 621.313.333:621.867.52

© Гаврилов Е.Н., 2015

© НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО ИССЛЕДОВАНИЮ И МАТЕМАТИЧЕСКОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН	9
1.1 Классификация вибрационных транспортирующих машин и области их применения	9
1.2 Виды приводов для вибрационных транспортирующих машин	14
1.3 Зарезонансный режим работы дебалансного асинхронного электропривода вибрационных транспортирующих машин	20
1.4 Анализ методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний и пусковой мощности двигателя.....	26
2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН	32
2.1 Математическое описание механической части вибрационных транспортирующих машин.....	32
2.2 Математическое описание асинхронного дебалансного вибродвигателя	51
3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ ЗАРЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН	59
3.1 Исследование влияния величины статического момента дебаланса на процесс разгона АДВД вибротранспортирующей машины	59
3.2 Исследование влияния массы транспортируемого груза на пусковой режим работы вибротранспортирующей машины	63
3.3 Исследование пусковых режимов АДВД вибрационных транспортирующих машин с подключенными конденсаторами в зарезонансную зону.....	67
3.4 Методика расчета и выбора конденсаторов для пуска АДВД ВТМ..	72
3.5 Работа АДВД при несимметрии емкости подключаемых конденсаторов.....	73
4 ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ РЕЖИМОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН	77
4.1 Определение влияния величины статического момента на процесс торможения АДВД вибрационной системы.....	77
4.2 Исследование тормозных режимов АДВД вибрационных транспортирующих машин с подключенными конденсаторами	82

4.2.1 Торможение АДВД с предварительно подключенными тормозными конденсаторами	84
4.2.2 Торможение с подключаемыми после отключения АДВД незаряженными тормозными конденсаторами	900
4.2.3 Двухступенчатое торможение с предварительно подключенными тормозными конденсаторами и конденсаторами, подключаемыми после отключения АДВД	944
4.3 Методика расчета и выбора тормозных конденсаторов для торможения АДВД ВТМ	99
4.4 Исследование процесса конденсаторного торможения АДВД ВТМ при несимметрии подключаемых тормозных конденсаторов	101
5 РЕАЛИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРНЫМ ПУСКОМ И ТОРМОЖЕНИЕМ АДВД ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	1044
5.1 Реализация микропроцессорной системы управления конденсаторной установкой	104
5.2 Результаты экспериментальных исследований	105
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	1100
ЛИТЕРАТУРА	1133

ВВЕДЕНИЕ

Современное массовое и крупносерийное производство разнообразных отраслей промышленности выполняются поточным методом с широким использованием автоматических транспортирующих линий. Поточный метод производства и работа автоматической линии основаны на конвейерной передаче изделий от одной технологической операции к другой, при этом необходимые операции последовательно выполняются на движущем конвейере. Следовательно, конвейеры являются составной и неотъемлемой частью современного технологического процесса – они устанавливаются и регулируют темпы производства, обеспечивают его ритмичность, способствуют повышению производительности труда и увеличению выпуска продукции. Одними из видов поточных линий являются вибрационные транспортирующие машины. Преимуществами данных машин является возможность полной герметизации при транспортировании пылящих, ядовитых и горячих грузов, возможность выполнения других технологических операций совместно с транспортированием, малый износ грузонесущего органа. Ввиду сказанного, вибрационные конвейеры могут являться одними из основных средств комплексной механизации, автоматизации транспортных и погрузочно-разгрузочных работ, с совмещением других технологических операций, в современной промышленной индустрии.

Недостатком вибрационных транспортирующих машин резонансного типа является резкое увеличение амплитуд колебаний при прохождении зоны резонанса в процессе пуска и выбега. Резонансные амплитуды могут значительно превосходить амплитуды колебаний при установившемся режиме работы, что является недопустимым с точки зрения нормальной эксплуатации. Кроме того, резонансные раскачки сопровождаются сильным шумом, соударением витков пружин и вызывают значительные динамические нагрузки на поддерживающие конструкции и вибропривод. Причем в большой степени причина этих недостатков заключается в несовершенстве приводного механизма, т.е. вибровозбудителя. Как правило, в качестве вибровозбудителей для вибрационных машин используется асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, имеющий на своем валу нерегулируемый дебаланс – асинхронный дебалансный вибродвигатель (АДВД).

Для снижения уровня колебаний во время прохождения через резонанс применяется ряд способов. В числе этих способов отметим использование вибровозбудителей с автоматически или вручную регулируемым статическим моментом дебалансов (при прохождении через резонанс статический момент уменьшается), использование двигателей с повышенным пусковым моментом или мощностью, торможение противовключением. Однако, изготовление регулируемых вибровозбудителей связано со значительными материальными затратами, применение метода завышения установочной мощности АДВД – с неэффективностью его использования, а применение метода противовключения

– с максимальными токовыми и механическими нагрузками, а также необходимостью дополнительной аппаратуры для определения момента отключения вибровозбудителя. В связи с этим задача уменьшения резонансных амплитуд при пуске и торможении ВТМ является актуальной.

Для решения указанной задачи альтернативными способами, необходимо изучение динамики и статики функционирования системы «вибрационная транспортирующая машина – нагрузка – вибровозбудитель» с учетом всех технологических особенностей данных типов машин. Рациональное и экономически оправданное исследование режимов работы вибрационных машин возможно только с помощью адекватной математической модели, результаты которой подтверждены экспериментальным путем. Актуальной является также задача разработки и исследования энергоэффективного способа управления асинхронным дебалансным электроприводом вибрационных транспортирующих машин, обеспечивающего уменьшение переходных амплитуд колебаний в динамических режимах работы.

Из вышесказанного, *целью научной работы* является разработка и исследование асинхронного дебалансного электропривода вибрационных транспортирующих машин, обеспечивающего снижение переходных амплитуд колебаний в процессе прохождения системой резонансной области, повышение надежности ВТМ, увеличение коэффициента мощности вибродвигателей (вибровозбудителей), снижение их установочной мощности, уменьшение массы и габаритов вибромашины.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1) дать анализ эксплуатационным режимам ВТМ с целью определения и оценки влияния основных дестабилизирующих факторов на технологические параметры машины;

2) дать оценку методам уменьшения резонансных амплитуд и пусковой мощности виброэлектродвигателя для определения основных характеристик и обоснования требований на поиск способов их уменьшения;

3) создать математическую модель асинхронного дебалансного электропривода с учетом параметров системы «вибротранспортирующая машина – нагрузка – вибродвигатель», предназначенную для изучения статических и динамических режимов работы вибромашины, а также формирования требований к наиболее энергоэффективному способу управления АДВД;

4) получить выражения для расчета мощности и исследования характера нагрузки на вибродвигатель в рабочих режимах одно- и двухмассовых вибротранспортирующих систем;

5) исследовать конденсаторный способ управления пуско-тормозными режимами работы асинхронного дебалансного электропривода ВТМ, а также его статические и динамические электромеханические свойства;

б) экспериментально подтвердить работоспособность предложенных способов конденсаторного управления пуско-тормозными режимами работы асинхронного дебалансного электропривода ВТМ.

Методы исследования. Теоретические исследования проведены с использованием основных положений теории электрических цепей, математической теории электрических машин, методов электромеханической аналогии и математического моделирования на ЭВМ. В качестве средства компьютерного моделирования использовалась программная среда МВТУ 3.7. Экспериментальные исследования проводились на промышленном образце, в котором использовались современные средства сбора и обработки данных.

Научная новизна работы:

1) разработана математическая модель асинхронного дебалансного электропривода, отличающаяся от известных тем, что учитывает емкость подключаемых в цепи обмоток статора конденсаторов, эффект вытеснения тока ротора, насыщение магнитной системы, технологические особенности нагрузки вибрационной транспортирующей машины;

2) с помощью метода электромеханических аналогий получены аналитические выражения для расчета мощности и исследования характера нагрузки на асинхронный вибродвигатель в рабочих режимах, отличающиеся учетом параметров двухмассовых вибротранспортирующих систем;

3) разработана методика расчета пуско-тормозных конденсаторов для управления АДВД, отличающаяся от известных условием получения оптимального пускового и тормозного электромагнитного моментов в зоне собственных частот колебательной системы.

Практическая ценность:

1) разработана модель асинхронного дебалансного электропривода, учитывающая параметры системы «вибротранспортирующая машина – нагрузка – вибродвигатель» и подключенные к обмоткам статора конденсаторы, позволяющая производить оценку влияния на поведение машины параметров механической системы и возможную несимметрию в величинах емкостей подключаемых конденсаторов;

2) применение разработанной в работе методики выбора емкости пуско-тормозных конденсаторов для управления АДВД позволит эффективно их использовать и повысить надежность ВТМ для работы в резонансном режиме, а также расширить их функциональные возможности, повысить коэффициент мощности приводных вибродвигателей снижением их установочной мощности, уменьшить массу и габариты виброустановки.

Реализация результатов работы. Промышленный образец асинхронного дебалансного электропривода с пуско-тормозными конденсаторами и микропроцессорной системой управления внедрен в ВТМ технологической линии резиносмешения МХ-2 ЗГШ ОАО «Нижекамскшина». Результаты испытаний промышленного образца показали его эффективность.

Достоверность результатов работы.

Достоверность полученных результатов подтверждается строгостью математической постановки задачи исследования, корректным использованием математического аппарата, результатами математического моделирования и сравнением их с результатами эксперимента на промышленном образце.

1 СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО ИССЛЕДОВАНИЮ И МАТЕМАТИЧЕСКОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

1.1 Классификация вибрационных транспортирующих машин и области их применения

Вибрационные транспортирующие машины (ВТМ) для перемещения насыпных и штучных грузов успешно используются в самых различных отраслях промышленности. Вибрационные конвейеры и питатели в универсальном исполнении для перемещения насыпных и штучных грузов являются одним из наиболее распространенных типов ВТМ.

Вибрационный (колебательный) конвейер в общем виде представляет собой открытый или закрытый герметичный желоб или трубу, подвешенную или опертую на опорную конструкцию. Желобу или трубе при помощи возбuditеля колебания сообщается возвратно-поступательное движение, в результате которого груз, находящийся в желобе, совершает следующие друг за другом короткие перемещения вперед с определенной скоростью. Характер перемещения груза зависит от режима движения желоба, определяемого конструкцией и характеристикой работы привода, типа опорных устройств, внешних нагрузок и внутренних сопротивлений колебательной системы [19, 81, 87, 88, 99].

Среди преимуществ вибрационных конвейеров можно назвать [10, 28]: возможность транспортирования пылящих и выделяющих вредные газы материалов, в связи с легким осуществлением герметизации грузонесущего органа; наличие разгрузочных и загрузочных узлов; возможность транспортирования материалов в атмосфере защитного газа или при повышенных и пониженных давлениях воздуха, в том числе совмещения вибрационного и пневматического транспортирования; возможность транспортирования в жидкой среде; возможность длительного транспортирования абразивных материалов в связи с медленным износом поверхности грузонесущего органа; возможность перемещения очень чувствительных к механическим воздействиям материалов и изделий (легко воспламеняющихся и взрывающихся веществ, легко комкающихся измельченных материалов, легко повреждаемых и деформируемых изделий); возможность транспортирования горячих материалов с температурой до 700⁰ С; возможность плавно регулировать в широких пределах скорость перемещаемого материала или производительности транспортирующего конвейера.

Вибрационное транспортирование удачно сочетается с рядом технологических и вспомогательных операций, например, с накоплением или ориентацией подаваемых в автоматические устройства заготовок и деталей, с

подогревом транспортируемых материалов, их охлаждением, обезвоживанием, сушкой, увлажнением, химической обработкой, грохочением, с дозировкой и смешением ингредиентов, а также других операций.

К недостаткам вибрационных конвейеров относятся [17, 86, 87]: значительное снижение производительности при транспортировании груза по наклонной вверх; невозможность перемещения липких грузов; уменьшение скорости и производительности при транспортировании пылевидных мелкодисперсных грузов; передача вибрационных нагрузок на опорные конструкции, что не позволяет неуравновешенные конструкции конвейера устанавливать на межэтажные перекрытия и без фундамента; сравнительно невысокий срок службы упругих элементов и подшипников привода.

По профилю трассы вибрационные конвейеры разделяют на прямолинейные горизонтальные, пологонаклонные и вертикальные – с перемещением груза вверх в желобе, расположенном по винтовой поверхности (пространственной спирали).

По числу одновременно колеблющихся масс в колебательной системе вибрационного конвейера различают конвейеры одномассные, двухмассные и многомассные.

По характеру динамической уравновешенности виброконвейеры разделяют на уравновешенные и неуравновешенные.

На рис. 1.1а, б, в качестве примера, представлены схемы двухмассного и многомассного подвесных вибрационных конвейеров. Вибрационный конвейер состоит из грузонесущего элемента 1 свободно подвешенного на упругих связях – амортизаторах и получающего направленные колебания от центробежного привода 2 закрепленного на опорной плите 3.

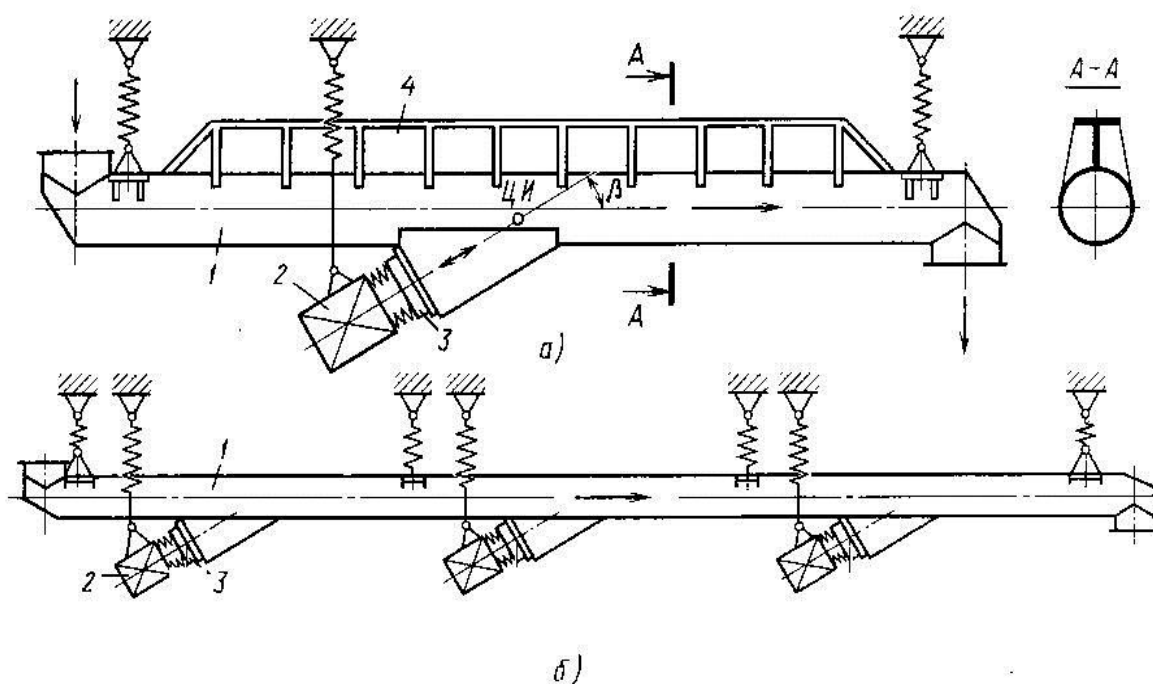


Рис. 1.1. Схемы подвесных вибрационных конвейеров

Для обеспечения строго направленных прямолинейных колебаний грузонесущего элемента привод конвейера должен располагаться так, чтобы линия действия возмущающей силы (или равнодействующая двух сил от двух мотор-вибраторов) проходила через центр инерции (ЦИ) всей колебательной системы [87].

Для рассматриваемых случаев при полной симметричности системы в поперечной плоскости центр инерции совпадает с центром тяжести системы, координаты которого в пространственной системе определяются по общеизвестным законам теоретической механики. Если это условие не соблюдено и линия действия возмущающей силы, вызывающей колебания системы, не проходит через центр инерции (тяжести) системы, то образуется момент, и система получает не только прямолинейные, но и дополнительные крутильные колебания, неблагоприятно воздействующие на процесс перемещения груза.

Для стабильности распространения колебаний важно также обеспечить высокую жесткость узла крепления кронштейна привода к грузонесущему элементу конвейера. При малой жесткости крепления возникают местные колебания стенок трубы или желоба, которые неблагоприятно воздействуют на процесс перемещения груза и могут вызвать разрушения как стенок трубы, так и крепления привода. Для получения дополнительной устойчивости конструкции применяются ребра жесткости 4 рис. 1.1а.

К преимуществам подвесных вибрационных конвейеров относятся простота, сравнительно небольшая масса, возможность устройства промежуточной разгрузки и загрузки, малые динамические нагрузки на опоры. Их недостатками являются малая длина перемещения и амплитуда колебаний, некоторое уменьшение амплитуды колебания при увеличении загрузки. Несмотря на эти недостатки, подвесные конвейеры имеют большое распространение. Их параметры: диаметры трубы 160, 200, 320 и 400 мм, производительность 6-50 м³/ч и длина 4-6 м.

При установке нескольких вибровозбудителей на одну трубу (или желоб) конвейера, рис. 1.1б, трудно достичь строгой синфазности их работы. Поэтому многоприводные вибрационные конвейеры как подвесной, так и опорной конструкции имеют сравнительно малое распространение.

Опорный вибрационный конвейер с наклонными направляющими упругими стойками, рис. 1.2а, состоит из грузонесущего элемента 4, опорных упругих элементов 3, наклоненных под углом направления колебаний β к вертикальной оси, вибрационного привода 2, опорной рамы 1, которая может устанавливаться непосредственно на фундамент или на упругие амортизаторы 5, рис. 1.2б. Вибровозбудители могут иметь как нижнее, так и верхнее расположение. Возмущающая сила привода любого типа должна быть направлена под углом направления колебаний β , и ее линия действия должна проходить через центр инерции колебательной системы. Для увеличения амплитуды колебаний грузонесущего элемента в некоторых конструкциях

двухмассных опорных конвейеров вибрационный привод располагают на тяжелой опорной раме. Поскольку в замкнутой колебательной системе амплитуды колебаний обратно пропорциональны колеблющимся массам, то при малых амплитудах колебаний тяжелой рамы более легкий грузонесущий элемент будет иметь увеличенную амплитуду колебаний.

Все конструктивные рекомендации, указанные для подвесных виброконвейеров, относятся также и к опорным виброконвейерам.

Основным и весьма существенным недостатком конвейеров опорной конструкции является их неуравновешенность и передача вибрационных нагрузок (в основном в виде реакций опорных упругих элементов) на опорные конструкции, и, как следствие этого, необходимость устройства фундаментов для установки конвейера. Для уменьшения этих нагрузок конвейер снабжают тяжелой рамой (в том числе и с металлическим каркасом, залитым бетоном), масса которой в 3-5 раз больше массы грузонесущего элемента, и устанавливают ее на упругие амортизаторы, рис. 1.2в, однако это значительно утяжеляет конвейер.

Для уравнивания продольных усилий опорные конвейеры выполняют из двух одинаковых секций, рис. 1.2г, между которыми установлен привод. Шатуны привода соединены с каждой секцией со сдвигом фаз на 180^0 , что позволяет уравновесить горизонтальные составляющие действующих сил; вертикальные составляющие остаются неуравновешенными, следовательно, для установки конвейеров необходим фундамент.

В зависимости от характера привода все ВТМ можно разделить на следующие три группы [86].

К первой группе относятся машины с силовым приводом, т. е. такие машины, в которых к ведущему звену прикладывается сила, изменяющаяся по определенному закону в зависимости от положения этого звена или от скорости его движения. Отличительной особенностью машин этой группы является то, что даже при наличии только одной степени подвижности закон движения грузонесущего органа не может быть задан кинематически и будет определяться динамическими свойствами системы.

Вторая группа представлена машинами с кинематическим приводом, у которых ведущее звено имеет вполне определенное абсолютное или относительное движение, зависящее только от геометрических размеров ведущего механизма.

Третья группа включает в себя машины с ударным приводом, в которых ведущее звено сообщает вибрации ведомому ударом.

Каждая группа вибрационных машин разделяется на ряд подгрупп в соответствии с типом привода. Так, к первой группе относятся машины с электромагнитным и пневматическим приводом; вторая группа представлена центробежными (инерционными), эксцентриковыми и гидравлическими машинами; третья группа – машинами с ударными кулачковыми, ударными инерционными и ударными электромагнитными вибраторами.

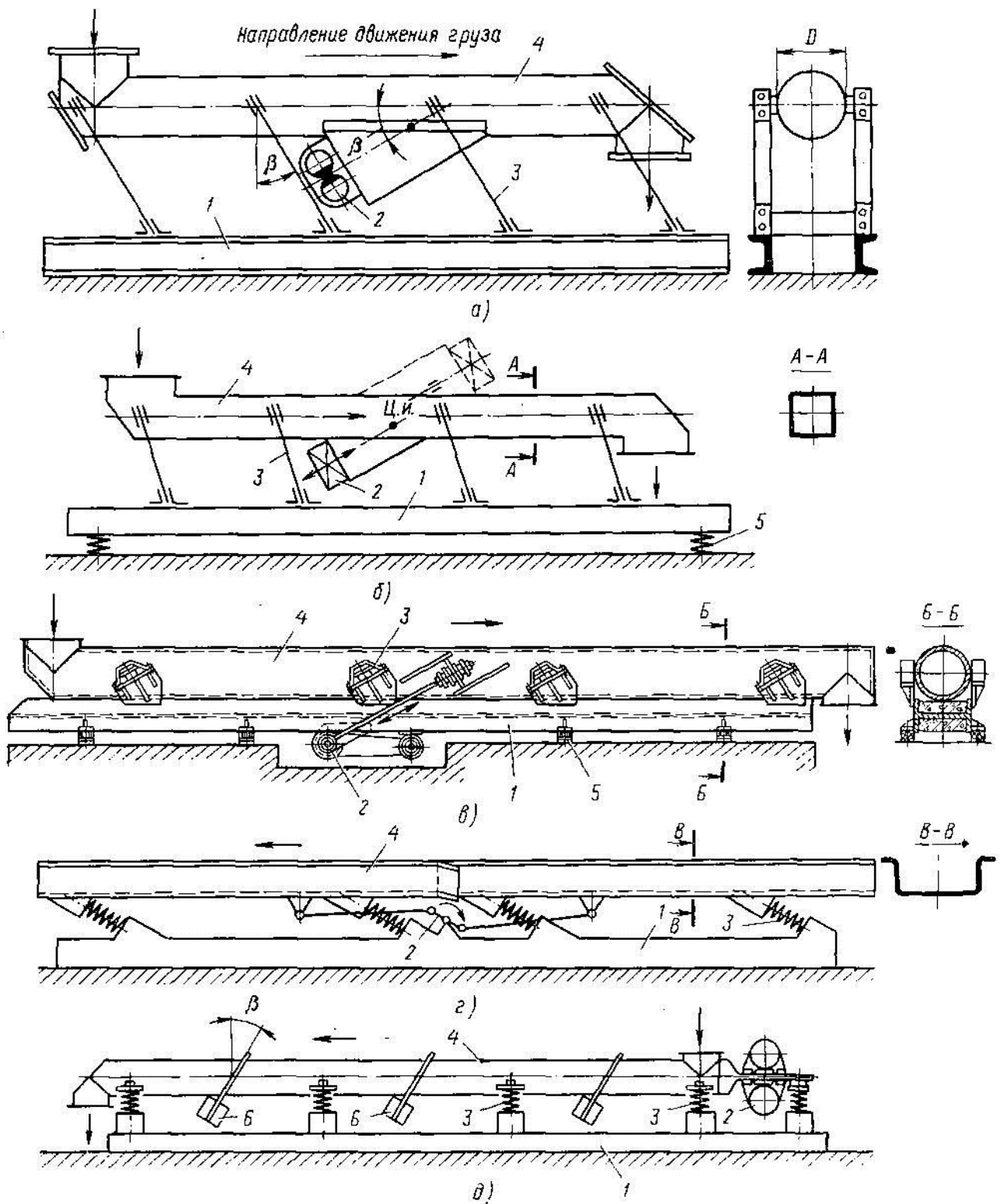


Рис. 1.2. Схемы опорных вибрационных конвейеров

В зависимости от характера возмущающей силы ВТМ разделяются по виду колебаний рабочего органа: с однокомпонентными (прямолинейными) гармоническими, бигармоническими или полигармоническими колебаниями, а также двухкомпонентными (эллиптическими) колебаниями с гармоническими и бигармоническими составляющими.

По характеристике и настройке упругих опорных элементов (колеблющейся системы) различают виброконвейеры с резонансной, дорезонансной и зарезонансной настройкой упругой системы. Выбор режима должен производиться с учетом особенностей амплитудно-частотной характеристики конвейера. При резонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя ω и основная частота собственных колебаний упругой системы конвейера ω_0 одинаковы или приблизительно равны (практически для устойчивой работы принимают $0,85 < \omega/\omega_0 < 1,1$). При дорезонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя значительно меньше частоты собственных колебаний конвейера ($\omega \ll \omega_0$). При зарезонансной настройке частота возмущающей силы значительно выше частоты собственных колебаний конвейера ($\omega > \omega_0$) [12, 86, 87].

1.2 Виды приводов для вибрационных транспортирующих машин

Транспортирование грузов вибрационным способом осуществляется движением его вдоль грузонесущего органа за счет использования сил инерции груза и сил трения о поверхность грузонесущего органа. Для обеспечения направленного перемещения груза горизонтально или вверх наклонно необходима асимметрия сил инерции и сил трения, действующих на транспортируемый груз при возвратно-поступательных колебательных движениях грузонесущего органа. Наличие такой асимметрии обеспечивает направленное в среднем перемещение груза, накладывающееся на возвратно-поступательные его перемещения совместно с грузонесущим органом. При этом, чем больше в общем случае степень асимметрии, тем меньше (или полностью отсутствуют) периодические перемещения груза в сторону, противоположную направлению транспортирования, и тем выше эффективность процесса транспортирования. С этой точки зрения наиболее желательным является такой режим вибротранспортирования, в котором исключается обратное движение груза и последний перемещается лишь в направлении транспортирования.

Известно несколько способов создания асимметричного воздействия грузонесущего органа на перемещаемый груз. Вибрационное перемещение может осуществляться при асимметрии сил инерции, асимметрии сил трения и том и другом совместно.

Асимметрия сил сухого трения достигается изменением нормальной реакции груза на грузонесущий орган при движении его в прямом и обратном направлениях, асимметрия инерционных воздействий — сообщением грузонесущему органу движения в противоположные стороны с различными ускорениями [10, 17, 86].

Таким образом, разнообразие режимов вибротранспортирования обуславливается в основном применением различных способов достижения

указанной цели — создания асимметрии движущих сил. Для создания асимметрии движущих сил в вибрационных транспортирующих машинах используется вибрационный привод.

В общем понятии вибрационным приводом называется совокупность устройств для возбуждения механических колебаний, их преобразовании и передачи рабочему элементу машины [87].

Приводом вибрационного конвейера служит комплект вибровозбудителя и электродвигателя с соответствующей связью между ними или без нее. Возможно также применение пневматического или гидравлического двигателя. В электромагнитном приводе-возбудителе электродвигатель отсутствует.

В вибрационных конвейерах наибольшее распространение получили электромагнитные, центробежные и эксцентриковые приводы [86, 87, 88]

Электромагнитные вибровозбудители бывают одноктактные и двухтактные. Одноктактный электромагнитный вибровозбудитель, рис. 1.3, состоит из статора — электромагнита 1 с обмотками 2, присоединенными через выпрямитель 3 к сети электрического переменного тока, якоря 4, поперечины 5, упругих связей — пружин 6, набора регулировочных грузов 7 и кожуха 8. Поперечины и пружины соединяют между собой статор и якорь электромагнита. Упругая связь в виде цилиндрических пружин или резиновых элементов определяет взаимное расположение статора и якоря, зазор между ними, кинематику прямолинейного возвратно-поступательного их движения, вместе с регулировочными грузами, — настройку (как правило, резонансную) колебательной системы конвейера.

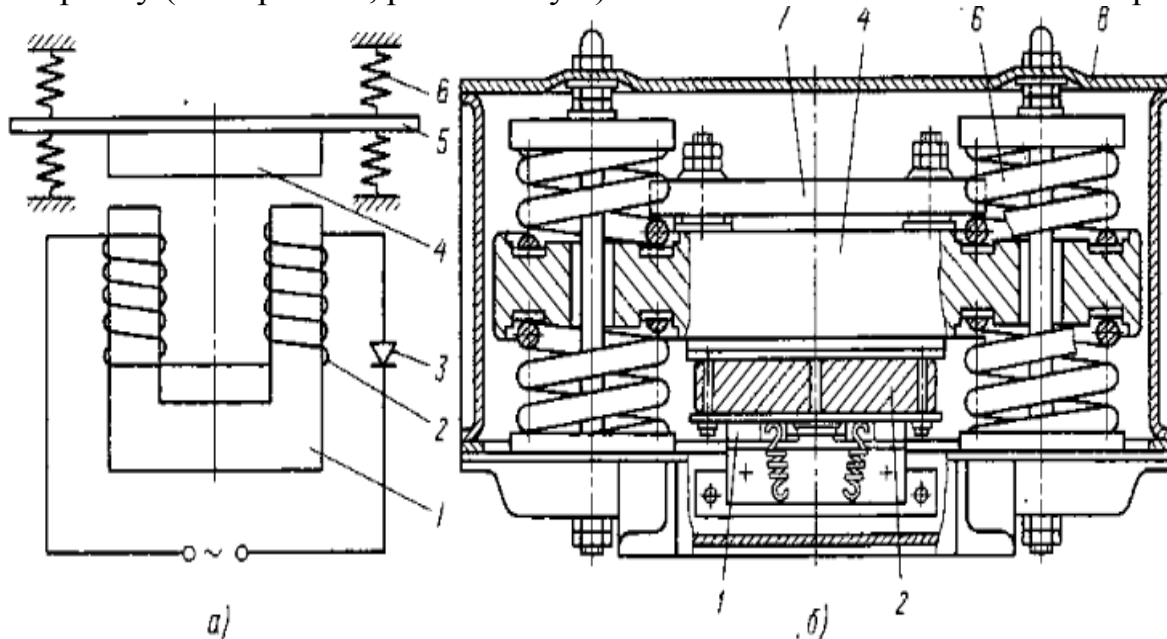


Рис. 1.3. Одноктактный электромагнитный возбудитель:
а — принципиальная схема; б — конструкция

Колебательное движение статора и якоря электромагнита возникает под действием пульсирующей силы магнитного притяжения в статоре электромагнита при питании его катушек однофазным переменным током.

Сила притяжения электромагнита прямо пропорциональна силе тока в обмотке катушки. При синусоидальном изменении силы тока максимальная сила притяжения магнита за один период изменения силы тока возникает дважды, следовательно, дважды за один период якорь притянется к статору и под действием реактивной силы пружин оттолкнется от статора. В этом случае при питании катушки переменным током с частотой 50 Гц частота притяжения якоря в статоре будет равна 100 Гц. Такую высокую частоту нельзя использовать для вибрационных конвейеров, и поэтому непосредственное включение катушек в сеть переменного тока не применяется. Для уменьшения частоты колебаний вибратора питание катушки электромагнита статора осуществляется через однополупериодный выпрямитель, что позволяет ликвидировать (или уменьшить) одну из полуволн синусоидального тока. В результате этого в каждый период изменения силы тока происходит только одно притяжение якоря к статору, и частота колебаний вибровозбудителя (а, следовательно, и конвейера) равна частоте тока – 50 Гц (3000 колебаний в минуту) [87].

Основные преимущества одноктных вибровозбудителей — малые габаритные размеры и масса; их недостаток — малая мощность (обычно не более 1 кВт), поэтому их применяют для конвейеров и питателей с малой производительностью (приблизительно до 20 м³/ч).

Двухтактный электромагнитный вибровозбудитель МЕХАНОБРа (Всесоюзный научно-исследовательский и проектный институт механической обработки полезных ископаемых), рис. 1.4а, состоит из статора 1 Н-образной формы, двух якорей 2, жестко связанных между собой при помощи скобы, обмоток переменного тока 3 и постоянного тока 4, упругих связей 5, выполненных в виде пакета пластинчатых рессор, рис. 1.4б. Под воздействием переменного и постоянного токов в статоре возбуждаются постоянные и переменные магнитные потоки, которые вызывают возвратно-поступательное движение якорей. При этом когда верхний якорь притягивается к статору, нижний отталкивается, и наоборот.

Двухтактные вибровозбудители применяют для двухмассных питателей и конвейеров тяжелого типа подвесной конструкции; их существенный недостаток – большие габаритные размеры и масса (до 20 кг на 1 т/ч производительности).

Питатели и конвейеры с электромагнитным приводом конструкции МЕХАНОБРа имеют производительность 50-650 т/ч при мощности вибраторов 0,5-8,0 кВт, амплитуде колебаний 0,625-1,25 мм и частоте колебаний 3000 1/мин.

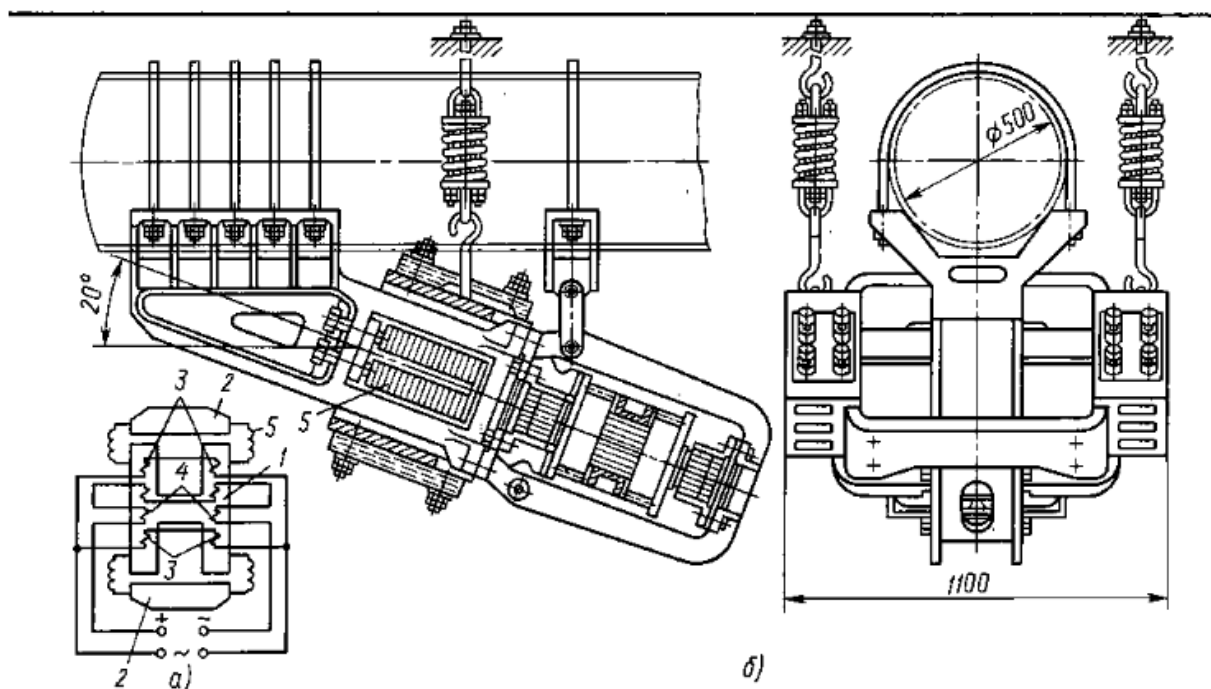


Рис. 1.4. Двухтактный электромагнитный возбудитель МЕХАНОБРа:
а – принципиальная схема; б – конструкция.

Электромагнитные вибровозбудители снабжают аппаратурой управления, которая позволяет плавно изменять силу тока в обмотках электромагнитов и амплитуду колебаний, а следовательно, и производительность конвейера [7, 8].

Преимуществами электромагнитных вибровозбудителей являются отсутствие трущихся и вращающихся частей, возможность плавного регулирования производительности, простота эксплуатации. К их недостаткам относятся значительное снижение производительности при падении напряжения в питающей сети источника тока и большая масса двухтактных вибровозбудителей. Постоянство частоты (3000 1/мин) и малые амплитуды (0,5-2 мм) ограничивают возможность применения электромагнитных вибровозбудителей для транспортирования пылевидных насыпных грузов. Их используют для пипателей и конвейеров малой длины (до 2,5-6 м) [87].

Приводы с центробежными вибровозбудителями бывают одинарные дебалансные [с упругошарнирным (рис. 1.5а) и жестким креплением, с направленным действием возмущающей силы], объединенные, рис. 1.5б, или отдельные в виде двух дебалансных мотор-вибраторов с самосинхронизацией. Последние, в настоящее время, получают наибольшее распространение.

Дебалансный одинарный центробежный привод-вибровозбудитель (рис. 1.5а) представляет собой электродвигатель 1, как правило, асинхронный, на валу 3 которого на некотором расстоянии от оси вращения закреплен груз – дебаланс 2. При вращении последнего возникает центробежная сила:

$$P = m_0 r_0 \omega^2,$$

где m - масса дебаланса, r_0 - эксцентриситет массы дебаланса, ω - угловая скорость вала.

Проекция центробежной силы

$$\begin{cases} P_x = P \cos \varphi; \\ P_y = P \sin \varphi. \end{cases}$$

Статический момент массы дебаланса:

$$M = m_0 r_0.$$

Чтобы сообщить трубе конвейера прямолинейные направленные колебания, одинарный дебалансный привод, рис. 1.5а, снабжают опорной плитой 4 с упругим шарниром 5. Плита через шарнир передает конвейеру только продольные составляющие центробежной силы P_y , а поперечные составляющие P_x воспринимаются упругим шарниром (поэтому привод называют маятниковым) и на конвейер не передаются. В вдвоенном центробежном приводе, рис. 1.5б, на двух сцепленных друг с другом зубчатых колесах 6 (или на двух валах 3) укреплены одинаковые дебалансы 2. При вращении колес возникают центробежные силы P , продольные составляющие которых P_y складываются (так как они направлены в одну сторону), а поперечные составляющие P_x – уравниваются (так как они направлены в разные стороны). Максимальная направленная (продольная) центробежная сила:

$$2P = m_0 r_0 \omega^2.$$

Центробежные приводы применяют для подвесных и опорных конвейеров и питателей.

Преимуществами центробежного привода являются сравнительная простота конструкции, малый шум при работе, возможность надежной герметизации и получения большого диапазона частот (2800-750 об/мин) и возмущающих сил (до 100 кН). К недостаткам относится небольшой срок службы опорных подшипников [34, 87, 110, 111].

Эксцентрикковые (кривошипно-шатунные) приводы с жестким (рис. 1.5в), полужестким и упругим (рис 1.5г и 1.6) шатунами применяют на однетрубных и главным образом на уравновешенных двухтрубных конвейерах с резонансной настройкой упругой системы. Их преимуществами являются возможность получения большого диапазона амплитуд (до 15 мм) и частот колебаний (от 400 до 800 в минуту); к недостатку относится ускоренное изнашивание опорных подшипников.

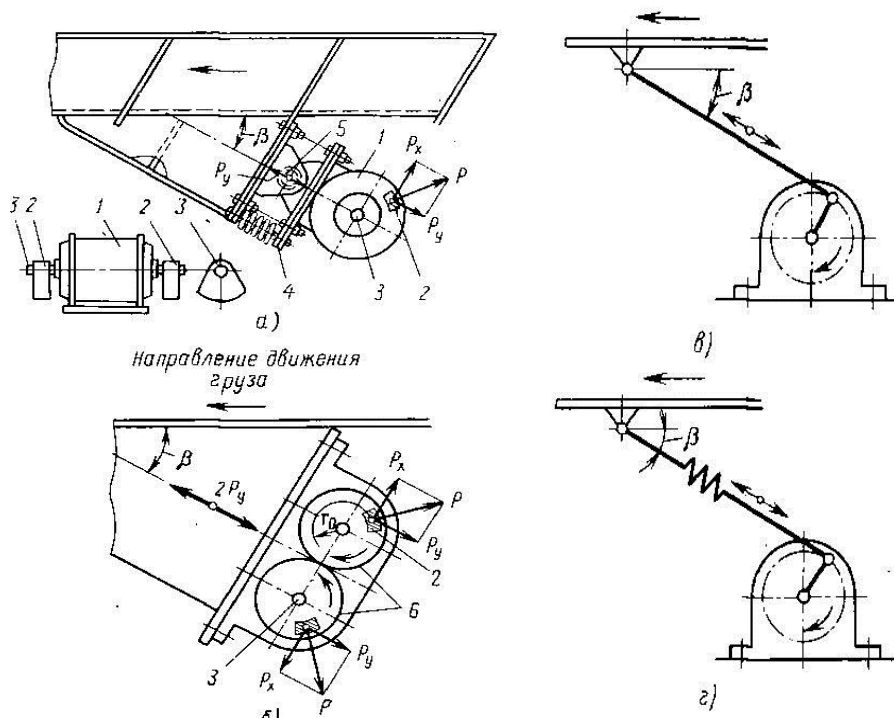


Рис. 1.5. Схемы приводов вибрационных конвейеров:
а, б – центробежных; в, г – эксцентриковых

Для преодоления больших усилий при пуске конвейера с эксцентриковым приводом используют следующие способы [6, 8, 47, 87]:

1) в приводе устанавливают один двигатель большой мощности или же специального исполнения с высоким пусковым моментом (например, в 10 раз большим номинального);

2) в приводе устанавливают два двигателя обычного исполнения, которые используются оба одновременно при пуске конвейера, а при установившемся движении один из двигателей отключается;

3) в механизм привода вводят упругий элемент, который позволяет постепенно раскачивать упругую систему от малых перемещений до полной рабочей амплитуды.

В современных конструкциях наибольшее распространение получил третий способ, как наиболее экономичный и эффективный. Упругими элементами служат полужесткий и упругий шатун, упругий (резиновый) эксцентрик, шатун с масляным демпфером и др.

При наличии в приводе упругого элемента амплитуда колебаний трубы или желоба конвейера близка по значению, но не равна радиусу эксцентрика, так как в общей работе колебательной системы участвуют – не только основная, но и приводная упругие связи.

Полужесткий и упругий шатуны крепят к грузонесущему элементу через упругую связь – цилиндрическую пружину или резинOMETаллические пакеты, рисунок 1.6. В полужестком шатуне упругая связь имеет предварительное

поджатие или соответственно подобранную жесткость, при которой во время пуска конвейера шатун работает как упругий, а при установившемся движении – как жесткий.

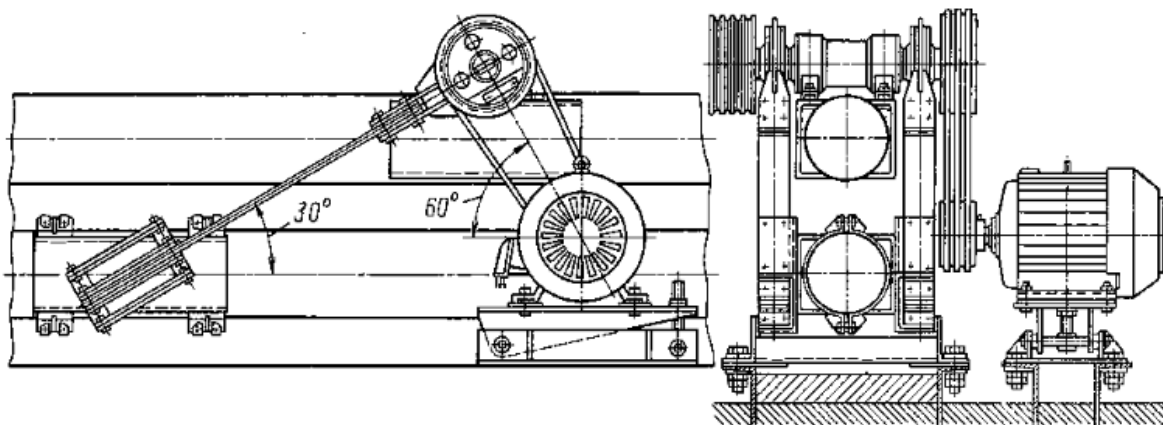


Рис. 1.6. Эксцентриковый привод с упругим шатуном двухтрубного вибрационного конвейера

Из рассмотренного выше материала можно отметить, что при расчете и исследовании вибрационных машин имеют дело с весьма сложным динамическим комплексом, включающий в себя колебательную систему, вибратор, привод и технологическую нагрузку. Все элементы комплекса взаимодействуют друг с другом и достоверные результаты в процессе расчета и исследования ВТМ, могут быть получены только при рассмотрении всей системы в целом с учетом взаимного влияния составляющих её элементов.

Задачи анализа, в виду значительного числа производных переменных, представляют известные математические трудности для систематического решения, поэтому исследование динамики систем вибротранспортирующая машина-нагрузка-двигатель целесообразно производить с использованием электронной вычислительной техники [93].

1.3 Зарезонансный режим работы дебалансного асинхронного электропривода вибрационных транспортирующих машин

При работе ВТМ в зарезонансном режиме наиболее удачно сочетаются сравнительно небольшие величины дебалансных масс возбудителя и жесткости упругих элементов при достаточно большой амплитуде колебаний рабочего органа. Этот режим наиболее эффективен для вибрационных конвейерных машин тяжелого типа. К другим достоинствам зарезонансных ВТМ следует отнести их весьма малую чувствительность к изменению нагрузки в стационарных режимах и, как следствие, отсутствие необходимости в регулировании частоты, поскольку не возникает опасность нарастания амплитуд и соскальзывания в резонанс. Кроме того, небольшая жесткость упругих элементов обеспечивает значительное снижение динамических нагрузок, воздействующих на несущие конструкции сооружений, в связи с этим

отпадает необходимость в мощных фундаментах и предоставляется возможность устанавливать машины такого типа на межэтажных перекрытиях [25, 87, 92, 103].

Важным преимуществом вибромашин резонансного типа является их конструктивная простота (в случае одномассной системы).

Все вышеизложенное послужило причиной максимального распространения машин такого типа для вибрационных транспортирующих конвейеров.

Однако вибрационные транспортирующие машины с резонансной настройкой обладают и недостатками, обусловленными сложностью процесса запуска и необходимостью прохождения через зону резонанса, как при пуске, так и при торможении. Причем в большой степени причина этих недостатков заключается в несовершенстве приводного механизма, т.е. вибровозбудителя с жестко закрепленными на валу дебалансами [1, 2, 3, 15].

Так недостатком вибрационных транспортирующих машин резонансного типа является резкое увеличение амплитуд колебаний при прохождении зоны резонанса. Резонансные амплитуды могут в десятки раз превосходить амплитуды колебаний в установившемся режиме работы, что является недопустимым с точки зрения нормальной эксплуатации, так как при этом может произойти поломки упругих элементов, разрушение коммуникаций, подходящих к вибромашине. Резонансные раскачки сопровождаются сильным шумом, соударениями витков пружин, и вызывают значительные динамические нагрузки на поддерживающие конструкции, которые в несколько раз превышают вес установленного оборудования. Кроме того, такие повышенные нагрузки нередко приводят к нарушениям технологического процесса вибрационного транспортирования [5, 24, 26, 27]. Поэтому резонансную настройку применяют главным образом для подвесных и опорных конвейеров сравнительно легкого типа [86, 87].

Нагрузочные характеристики большинства резонансных ВТМ с дебалансными вибровозбудителями имеют характерную особенность – при резонансе момент сил сопротивления движения всей системы M_{CP} , включающий момент сил сопротивления вращательному и колебательному движению, приобретает пиковое значение. Этим объясняется тот факт, что некоторые вибротранспортеры с двигателями ограниченной мощности не могут перейти в рабочую резонансную область, а застревают на пониженных частотах, так как наступает равновесие между мощностью, развиваемой двигателем, и мощностью, идущей на преодоление сопротивлений, т.е. потребляемой вибромашинной. В этом заключается одно из проявлений эффекта Зоммерфельда. Эффект Зоммерфельда по сравнению с другими режимами отличается «всплеском» энергоемкости [6, 7, 21, 32, 82].

Момент сопротивления дорезонансной вибромашинной $M_C=f(\omega)$ показан на рис. 1.7. На этом же рисунке изображен момент сопротивления резонансной вибромашинной $M_{CP}=f(\omega)$, в этой кривой имеется участок adb с точкой

максимального значения момента сопротивления, который соответствует резонансной области работы вибромашины.

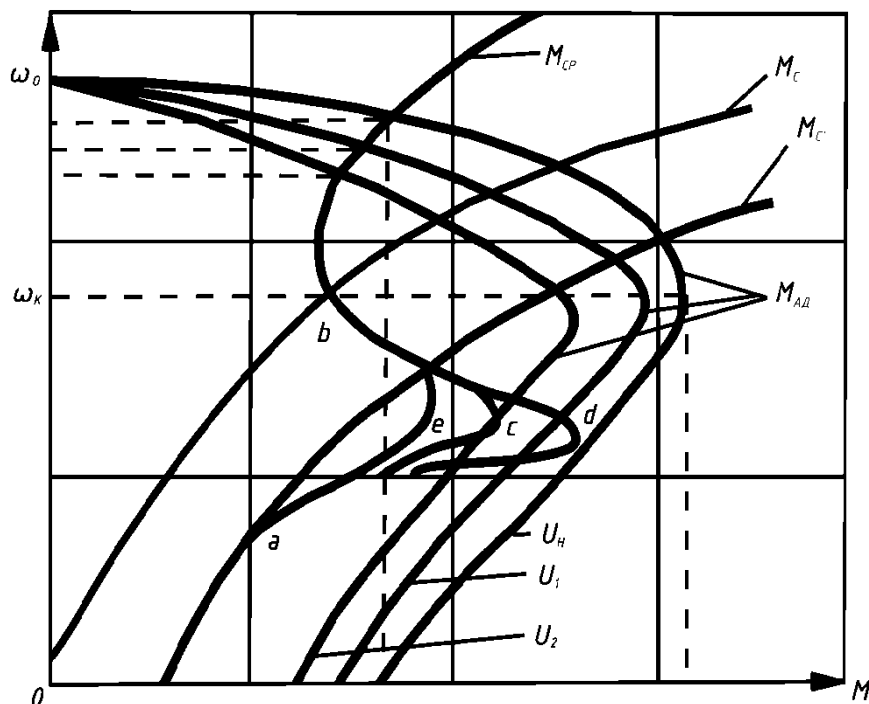


Рис. 1.7. Механические характеристики вибромашины и асинхронного двигателя

Там же даны механические характеристики асинхронного двигателя $M_{AD} = f(\omega)$ при номинальном напряжении питания U_H , а также при меньших значениях напряжения ($U_2 < U_1 < U_i$). Анализ процессов при пуске зарезонансных машин показывает, что пиковое значение момента сопротивления (участок adb , рис. 1.7) $M_{CP} = f(\omega)$ соответствует переходу резонансного режима при медленном увеличении частоты вращения, то есть пиковой амплитуде колебаний из амплитудно-частотной характеристики системы. Если же увеличить темп изменения частоты колебаний, то при переходе резонансной зоны колебательная система не успевает раскачаться до пикового значения амплитуды колебаний, соответствующей резонансу. Чем большим ускорением воздействует привод на колебательную систему, тем меньше будет ее амплитуда колебаний при переходе через резонансную область. Меньшие амплитуды колебаний при данной частоте будут создавать соответственно меньшие моменты сопротивления. Поэтому при пуске с определенным ускорением двигателю препятствуют не пиковые значения M_{CP} , а меньшие значения (участок acd , или aeb).

Если двигатель пускается до установившегося значения частоты вращения ω_p с большим средним движущим моментом (например, характеристика

асинхронного двигателя при $U = U_i$), то встречает противодействие момента сопротивления с меньшим средним значением, и наоборот. Если напряжение сети снижается, то из-за уменьшения динамического момента ускорение также снижается, колебательная система при переходе резонансной области раскачивается до больших значений амплитуд колебаний. А это ведет к возрастанию пикового значения M_c [7, 21, 58].

В условиях эксплуатации вибромашин может быть такое сочетание указанных обстоятельств, когда пуск системы происходит при сниженном напряжении питания сети, и привод «застревает» в промежуточной частоте пусковой зоны, соответствующей резонансной области электромеханической колебательной системы. И даже при дальнейшем увеличении напряжения питания до номинального значения, привод не может преодолеть возросшее значение M_c . Это чревато опасностью перегрева обмоток двигателя.

Возрастанию пикового значения M_{cp} , кроме указанных причин, могут способствовать еще увеличение трения в вибромашине, изменение нагрузки по величине и характеру, что часто имеет место на практике [38, 39, 42].

Снижение питающих напряжений связано с падением напряжения в питающей энергосети, вызываемым длительно действующими пусковыми токами, которые в 4-6 раз превосходят номинальные. При этом происходит уменьшение моментов, развиваемых двигателем, в результате чего его механическая характеристика смещается вниз, приближаясь к нагрузочной характеристике вибромашины. Это обстоятельство наиболее сильно сказывается на работе крупных вибромашин при недостаточной мощности питающих сетей предприятий.

Как показали исследования [57], особенностью процесса прохождения через резонанс колебательной системы с двигателем ограниченной мощности является нелинейный характер изменения угловой скорости дебалансного вала, что взаимно связано с изменением амплитуды колебаний и подводимой мощности. В резонансной области по мере роста амплитуды колебаний и соответственно, момента сопротивления движению вибромашины M_c , темп роста угловой скорости дебалансного вала сильно замедляется. Это приводит к весьма затяжному процессу запуска. По данным время разгона вибровозбудителя общего назначения ИВ-22 составляет около 1,2-1,8 сек, что почти в 10-13 раз больше, чем длительность разгона двигателя вибровозбудителя без дебалансов. В производственных условиях продолжительность разгона вибромашины значительно возрастает и это является основной причиной перегрева приводного двигателя, мощность в этом случае не превышает 30-70% номинальной [95, 96, 97].

Поэтому при определении мощности приводных дебалансных электродвигателей вибротранспортирующих машин следует ориентироваться на пусковой режим. По этой причине в используемых на практике вибрационных транспортирующих машинах устанавливают электродвигатели

со значительным резервом мощности, что приводит к недоиспользованию их в установившемся режиме [63, 66].

Кроме этого, ухудшаются энергетические показатели – снижаются к.п.д. и коэффициент мощности $\cos\varphi$, так как величина последнего зависит от степени загрузки асинхронного двигателя. Снижение $\cos\varphi$ объясняется тем, что активная мощность определяется величиной механической нагрузки на валу двигателя, а реактивная мощность при изменении нагрузки изменяется незначительно.

Низкий коэффициент мощности приводит к увеличению потерь электроэнергии на нагревание обмоток электродвигателей, так как его снижение вызывает соответствующее увеличение тока в обмотках. Дополнительно к этому происходит увеличение потерь напряжения и появляется необходимость в увеличении сечения проводов и кабелей [20, 49].

Таким образом, заниженный коэффициент мощности является причиной нерационального расходования электроэнергии.

С точки зрения возникновения максимальных амплитуд, для резонансных ВТМ более опасным является режим свободного выбега, так как этот процесс происходит значительно медленнее, чем пуск. Резонансные амплитуды при выбеге в несколько раз превышают аналогичные амплитуды при запуске, т.е. в этом случае колебательная система приближается к состоянию стационарного резонанса [52, 64].

В работах установлено [25, 26, 27, 48], что возрастание амплитуды происходит за счет перехода энергии вращательного движения вала с дебалансами в энергию поступательного движения рабочего органа вибромашины. Наиболее интенсивно это возрастание проявляется в области близкой к стационарному резонансу. Мощность приводного электродвигателя сказывается на процессе выбега только в той степени, в какой это влечет изменение момента инерции цепи вращения дебалансного вала.

Вопросам теоретического исследования процесса прохождения колебательной системы через резонанс посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей.

Результаты, полученные в этих работах, позволяют сделать следующие выводы:

1) амплитуда достигает максимального значения несколько позже момента совпадения частоты возмущающей силы с собственной частотой колебательной системы;

2) величина максимальной амплитуды меньше амплитуды при стационарном резонансе, а острота первого резонанса меньше остроты стационарной амплитудно-частотной характеристики. Отмеченные особенности наиболее ярко проявляются при увеличении скорости изменения частоты возмущающей силы, причем максимальная амплитуда прямо пропорциональна собственной частоте системы ω_0 и обратно пропорциональна

некоторой степени скорости изменения частоты возмущающей силы (обычно показатель степени равен 1/2);

3) после прохождения системы через резонанс наблюдаются срывы колебаний, т.е. реализация ниспадающих ветвей амплитудно-частотной характеристики при прямом и обратном прохождении резонансной зоны оказывается неосуществимой;

4) при срыве колебаний движение носит нестационарный характер, закон изменения амплитуды весьма сложен и имеет характер затухающих биений.

Анализ результатов этих исследований приводит к заключению, что факторы характеризующие переходный процесс с качественной и количественной точек зрения (изменение угловой скорости дебалансного вала, величина его углового ускорения в момент прохождения резонанса, значение максимальной амплитуды и резонансной частоты), определяются комплексом взаимосвязанных конструктивно-технологических параметров вибромашин. Так, в реальных вибрационных машинах ограничению амплитуд резонансных колебаний способствует уменьшение момента инерции вращающихся частей вибропривода, статического момента дебаланса, снижение частоты собственных колебаний, а также увеличение коэффициента сопротивления колебаниям, мощности приводного двигателя (при пуске) и углового ускорения дебалансного вала и момент прохождения резонансной области. При возрастании коэффициента трения в подшипниках вибропривода резонансная амплитуда при разгоне несколько повышается, а при выбеге – снижается. Кроме того, при выбеге снижение резонансных амплитуд происходит при увеличении тормозного момента, приложенного к дебалансному валу.

Характерно, что при разгоне вибротранспортирующие машины с увеличением углового ускорения дебалансного вала и момента инерции, влияние коэффициента сопротивления колебаниям падает, но с другой стороны, увеличение сопротивления приводит к уменьшению влияния мощности двигателя. На процесс выбега и обратного прохождения зоны резонанса первостепенное влияние оказывает сопротивление колебательному движению [86].

Следует, однако, отметить, что определяющее влияние, как на величину максимальных амплитуд, так и на сдвиг резонансной частоты и продолжительность процесса разгона и выбега вибромашин оказывает именно угловое ускорение дебалансного вала, на величину которого в той или иной мере воздействует остальные конструктивно-технологические параметры вибрационных конвейеров [64, 86, 101, 102].

Для некоторых транспортно-технологических вибромашин запуск облегчается за счет соударения рабочего органа и груза, а также её загрузки [86, 87]. В последнем случае на нагрузочной характеристике вибромашин M_C в области резонанса отсутствует характерный пик, разгон осуществляется быстрее и амплитуды резонансных колебаний возрастает незначительно.

1.4 Анализ методов уменьшения амплитуд резонансных колебаний и пусковой мощности двигателя

Приведенный в предыдущем параграфе анализ факторов, оказывающих влияние на величину амплитуд резонансных колебаний, позволяет указать основные пути их уменьшения.

На практике применяют несколько методов [30, 37, 40, 42] ограничения амплитуд при прохождении области резонанса, рассмотрим данные методы более подробно:

- 1) метод, основанный на введении затухания в колебательную систему;
- 2) метод ударного гашения колебаний;
- 3) метод, базирующийся на применении управляемых динамических гасителей колебаний;
- 4) метод, связанный с использованием управляющего воздействия на приводной двигатель и применением регулируемых вибровозбудителей;
- 5) метод, основанный на повышении скорости прохождения через резонанс, то есть увеличении пускового момента вибровозбудителей.

Первый метод основан на введении дополнительных демпферов в колебательную систему, что приводит к диссипации части избыточной энергии колебаний в период резонанса [7, 8, 86, 87]. Использование таких устройств позволяет устранить недопустимые резонансные раскачки, однако существенным недостатком этих систем является значительные непроизводительные потери энергии в рабочем режиме, а также повышенные динамической нагрузки на опорные конструкции, так как динамические усилия передаются уже не только через упругие элементы, но и через демпферы. Уменьшить отрицательные эффекты демпфирования можно путем включения последних через упругую вставку или через нелинейные связи (люфт).

Применение ударных гасителей колебаний достаточно эффективно и дает снижение резонансных амплитуд более чем в 3 раза [78]. Однако, применяются они в основном для высокочастотных ручных машин виброударного типа. Эти ограничения связаны с дополнительными потерями энергии в рабочем режиме и повышенными пусковыми характеристиками.

Управляемые динамические гасители колебаний представляет собой сложную систему автоматического управления колебаниями объекта, в том числе и резонансными, с целью снижения их до заданного уровня. Ограниченность применения данного метода обусловлена его сложностью и не всегда достаточно высокой надежностью.

Весьма эффективным способом снижения амплитуды резонансных колебания является «встречное» изменение частот собственных колебаний системы и внешней возмущающей силы. Такое изменение частоты собственных колебаний может осуществляться включением или выключением дополнительных жесткостей, масс или связей в системе, либо только управляемым изменением жесткости упругих элементов [10, 87].

Наиболее перспективным способом является использование вибровозбудителей регулируемого типа – управляемых или автоматически действующих [30]. В этом случае снижение затрат мощности происходят как за счет ускоренного разгона двигателя фактически вхолостую, так и за счет ликвидации пиковых моментов сопротивления вибромашин на резонансной частоте вследствие форсированного прохождения области резонанса.

Принцип устранения недопустимых резонансных раскачек с помощью таких вибровозбудителей заключается в том, что включение дебалансных масс при запуске (автоматически или с помощью управляющего воздействие) происходит при угловой скорости дебалансного вала, превышающей частоту собственных колебаний системы, а выключение при выбеге — до наступления резонанса. Таким образом, переход через зону резонансных колебаний осуществляется либо при уравновешенном состоянии дебалансных масс, либо при весьма больших ускорениях в цепи вращения дебалансного вала.

Наиболее широко применяется метод, основанный на повышении скорости прохождения через резонанс, то есть базирующийся на увеличении пускового момента привода ВТМ [63, 66].

Для дебалансных вибровозбудителей скорость изменения частоты возмущающей силы есть ускорение вращательного движения дебалансного

вала $\frac{d\omega}{dt}$, которое в свою очередь определяется как отношение величины избыточного момента ΔM на валу приводного двигателя к моменту инерции вращающихся масс $J_{вр}$:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta M}{J_{вр}} = \frac{M_{\delta} - M_c}{J_{вр}},$$

где M_{δ} - крутящий момент на валу двигателя, M_c - момент сопротивления на валу.

Отсюда следует, что добиться повышения скорости прохождения резонансной зоны можно несколькими способами.

Во-первых, этому способствует уменьшение момента инерции вращающихся частей. Поэтому нужно стремиться к устранению в виброприводе передач, обладающих значительными маховыми массами.

Во-вторых, увеличения $\frac{d\omega}{dt}$ при пуске достигают повышением мощности и пускового момента приводного двигателя [10, 17]. Однако повышение мощности двигателя вследствие соответствующего увеличения момента инерции ротора отрицательно сказывается на выбеге вибромашины и увеличивает резонансные раскачки [79].

Кроме того, двигатели, имеющие более жесткую механическую характеристику, также позволяют увеличить скорость переходного процесса [10, 45].

Избыточный момент на валу двигателя в период пуска при прочих равных условиях имеет большее значение при меньших величинах частоты собственных колебаний системы. Поэтому уменьшение последней влечет

возрастание ускорения $\frac{d\omega}{dt}$ и, соответственно уменьшение резонансных амплитуд. Этим пользуется на практике, применяя нелинейные упругие элементы малой жесткости с существенно мягкой характеристикой. Уменьшение частоты собственных колебаний происходит и при возрастании массы колебательной системы. Это, а также образование больших демпфирующих сил, являются причинами, облегчающими запуск и ограничение резонансных раскачек при разгоне загруженной вибромашины [17, 61, 86].

В связи с этим актуальной является задача поиска, разработки и исследования эффективных способов и устройств обеспечивающих необходимые пусковые характеристики асинхронного дебалансного электродвигателя вибрационных транспортирующих машин. В современных условиях, для повышения пускового момента привода ВТМ можно использовать асинхронные двигатели с фазным ротором и группой подключаемых во время пуска реостатов, асинхронные машины с повышенным пусковым моментом (с двойной беличьей клеткой, глубокопазные машины), конденсаторный и частотный методы пуска.

Однако, двигатели с фазным ротором конструктивно сложнее двигателей с короткозамкнутым ротором и соответственно дороже их, но обладают следующими достоинствами: большим пусковым моментом и сравнительно малым пусковым током. Это достигается путем включения при пуске в цепь ротора пускового реостата. В результате сопротивление фазы ротора складывается из двух сопротивлений [50, 80]:

$$R_{2н} + R_{2п} = R_2$$

При пуске можно уменьшить начальный пусковой ток

$$I = \frac{U_1}{\sqrt{(R_1 + R_2')^2 + X_K^2}}$$

и увеличить начальный пусковой момент

$$M_{п} = \frac{m_1 R_2' U_1^2}{Q[(R_1 + R_2')^2 + X_K^2]}$$

Для включения реостата на время пуска двигателя снабжаются контактными кольцами, щеточным устройством и дополнительной контактной аппаратурой, что может привести к увеличению стоимости электропривода и к некоторому снижению надежности в эксплуатации ВТМ.

Стремление повысить пусковой момент короткозамкнутых асинхронных двигателей без увеличения активного сопротивления обмотки ротора (а, следовательно, и потерь энергии в нем) привело к появлению специальных

конструкций двигателей, называемых двигателями с повышенным пусковым моментом. Работа данных двигателей основана на эффекте вытеснения тока, в результате указанного эффекта пусковой момент значительно больше, а пусковой ток меньше (по сравнению с двигателями нормального исполнения). Однако, процесс изготовления специальных электродвигателей достаточно материалоемкий и энергозатратен, что требует дополнительных финансовых затрат и может значительно увеличить стоимость и габариты ВТМ.

Способ частотного регулирования частоты вращения позволяет применять наиболее надежные и дешевые асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Однако для изменения частоты питающего напряжения требуется наличие источника электрического тока переменной частоты. В качестве последнего используют либо синхронные генераторы с переменной частотой вращения, либо электромашинные или статические преобразователи частоты. Если при изменении частоты f_1 напряжение U_1 остается постоянным, то будут изменяться ток в машине, максимальный момент и перегрузочная способность.

Зависимость максимального момента от напряжения и частоты выражается формулой [50, 68, 80]:

$$M_{\max} = \pm \frac{m_1 U_1^2 p}{4\pi f_1 [\pm R_1 + \sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2')^2}]}$$

Если пренебречь влиянием активного сопротивления статора, то максимальный момент будет пропорционален $\left(\frac{U_1}{f_1}\right)^2$. Условие сохранения перегрузочной способности двигателя при одновременном регулировании частоты и напряжения:

$$\frac{M_{\max}}{M} \approx \frac{U_1}{f_1 \sqrt{M}} = const$$

Благодаря современным достижениям силовой и микропроцессорной техники, в качестве источников электрического тока переменной частоты в настоящий момент используются статические преобразователи частоты, обладающие большим перечнем функциональных возможностей. Однако, использование данных устройств только для управления процессом пуска и торможения АДВД ВТМ можно считать не оправданным ввиду их значительной стоимости.

Так для увеличения пускового момента АДВД при расчетной номинальной мощности электродвигателя, с экономической точки зрения, целесообразно использовать статические конденсаторы. Суть конденсаторного способа пуска состоит в том, что с целью увеличения пускового момента АДВД и увеличения коэффициента мощности применяются пусковые контуры, составной частью которых являются статические конденсаторы, последовательно или параллельно подключаемые к электродвигателю во время пуска. Кроме того, те

же конденсаторы после осуществления пуска могут также использоваться в качестве элементов для компенсации реактивной мощности сети и элементов, осуществляющих ускоренное конденсаторное торможение привода ВТМ.

В настоящее время процесс останова вибромашин, как правило, осуществляется выбегом. При остановке вибромашины форсирование процесса прохождения через резонанс осуществляется путем приложения к вращающемуся дебалансному валу дополнительного отрицательного момента. Среди известных способов торможения наиболее эффективным, простым и экономичным является способ кратковременного противовключения электродвигателя, сопровождающийся, однако, значительными токовыми перегрузками электродвигателя [70, 71].

Используя управляющее воздействие на приводной двигатель, можно успешно решать задачи перехода через резонанс с пониженными амплитудами. Для формирования управляемого воздействия используют системы автоматического регулирования, включающие схему автоматики с датчиками, исполнительный механизм изменения регулируемого параметра и приводной двигатель.

В работе [33, 37, 108] предлагается использовать в качестве закона управления приводным электродвигателем в процессе разгона режим «двойного пуска», при реализации которого уменьшается как величина максимальных амплитуд, так и значение пусковой мощности. Сущность этого способа заключается в том, что после включения привода и достижения дебалансным валом угловой скорости, близкой к частоте собственных колебаний вибромашины, электродвигатель отключают. После некоторой паузы, в течение которой угловая скорость вала проходит значение, соответствующее резонансу, производят повторное включение двигателя. Однако, этот способ имеет серьезные недостатки, обусловленные возникновением значительных пиков пусковых моментов и токов, превышающих соответствующие значения этих величин при пуске из неподвижного состояния.

Проведенный анализ показывает достаточно большие и разнообразные возможности для устранения максимальных резонансных амплитуд. Однако, на практике в большинстве случаев используют один «универсальный» метод – завышают мощность приводного двигателя, несмотря на все отрицательные последствия, вытекающие из подобного решения задачи [94].

Вопросам, посвященным снижению пусковой мощности приводного двигателя вибровозбудителей, посвящено значительно меньшее количество исследований, хотя эта проблема в настоящее время выдвигается в число важнейших связи с необходимостью рационального использования энергетических ресурсов, а также благодаря тенденциям развития вибрационных машин – повышению производительности, мощности, ускорению технологических процессов, в которых участвуют данные машины. Поэтому является актуальной задача проектирования и исследования новых

способов обеспечивающих ускоренное прохождение ВТМ через резонансную область.

В настоящей работе предлагается и исследуется возможность конденсаторного пуска и конденсаторного торможения асинхронного дебалансного электродвигателя. С помощью конденсаторов, при пуске, осуществляется компенсация индуктивного сопротивления асинхронного двигателя, за счет этого увеличивается пусковой момент и соответственно угловое ускорение ротора двигателя. Кроме того, с помощью этих же конденсаторов предлагается осуществлять процесс торможения дебалансного электродвигателя, а в рабочем режиме повышать коэффициент мощности $\cos\varphi$, уменьшая, таким образом, потери асинхронного двигателя. Все вышесказанное позволит уменьшить значения резонансных амплитуд критичных для вибрационных машин и вибротранспортирующих машин в частности. Однако, для исследования данных систем и решения комплекса математических уравнений потребуется применения возможностей современной вычислительной техники и проведения экспериментальных испытаний.

2 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

2.1 Математическое описание механической части вибрационных транспортирующих машин

При расчете вибрационных машин имеют дело со сложным динамическим комплексом, включающим в себя колебательную систему, вибропривод и нагрузку. Все элементы комплекса взаимодействуют друг с другом, и достоверные результаты в процессе расчета могут быть получены только при рассмотрении всей системы в целом с учетом взаимного влияния составляющих ее элементов. В связи с этим, в данной работе ставится задача расчета и исследования нагрузки дебалансных вибродвигателей в комплексе «вибротранспортирующая машина – нагрузка – вибродвигатель».

В рабочем режиме вибродвигатель преодолевает постоянные, вязкостные и другие виды сопротивлений, возникающих при движении рабочего органа относительно возбуждаемой среды, а также сообщает кинетическую энергию перемещаемым массам, при этом возникают механические потери в подшипниках, вязкостные и гистерезисные потери в конструктивных элементах вибрационной системы. Вследствие этого очень сложно получить аналитическое выражение, точно описывающее характер изменения момента нагрузки на валу асинхронного двигателя. Поэтому необходимо выделить наиболее важные составляющие момента нагрузки, определяющие вид расчетной схемы и точность получаемых результатов [32].

Рассмотрим характер нагрузки асинхронных двигателей на примере динамической одномассовой вибрационной системы при прямолинейных колебаниях грузонесущего органа (рис. 2.1). Следует отметить, что рассматриваемая система может являться общим случаем для большинства промышленных вибротранспортирующих устройств.

Уравнения движения представленной на рис. 2.1 вибрационной системы имеют вид:

$$\begin{cases} (m_1 + m_1'(\omega))\ddot{x} + b_x(\omega)\dot{x} + k_x(\omega)x = m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + F; \\ (m_1 + m_1'(\omega))\ddot{y} + b_y(\omega)\dot{y} + k_y(\omega)y = m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + N; \end{cases} \quad (2.1)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{ЭМ}} - M_{\text{ВИБР}} - \frac{1}{2} m_0 R g \sin(\omega t) - M_{\text{МЕХ}}; \quad (2.2)$$

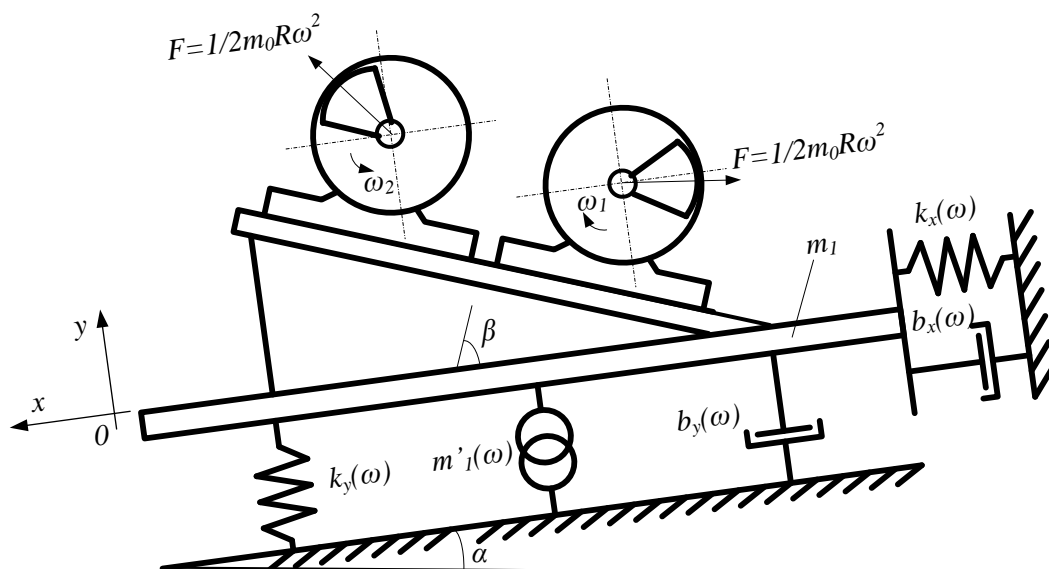


Рис. 2.1. Одномассовая вибрационная система

Уравнения (2.1) описывают движение грузонесущего органа согласно второму закону Ньютона, а уравнение (2.2) закону равновесия моментов на валу вибродвигателя.

В уравнениях обозначено:

α – угол наклона грузонесущего органа к горизонту;

β – угол направления вынуждающей силы;

m_1 – масса грузонесущего органа с расположенными на нем двигателями;

$m_l(\omega)$ – масса груза, колеблющаяся в фазе с грузонесущим органом, которая зависит от частоты;

m_0 – масса дебаланса;

R – эксцентриситет дебаланса;

g – ускорение свободного падения;

y и x – смещение грузонесущего органа по осям Y и X (вибросмещение);

$\dot{y} = \frac{dy}{dt}$ и $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$ – скорость грузонесущего органа по осям Y и X ;

$\ddot{y} = \frac{d^2 y}{dt^2}$ и $\ddot{x} = \frac{d^2 x}{dt^2}$ – ускорение грузонесущего органа по осям Y и X ;

$b_y(\omega)$ и $b_x(\omega)$ – коэффициенты сопротивления системы по осям Y и X вызванные упругими элементами;

$k_y(\omega)$ и $k_x(\omega)$ – жесткости упругих связей по осям Y и X ;

J – приведенный момент инерции электродвигателя;

$M_{ЭМ}$ – электромагнитный момент на валу электродвигателя;

$M_{МЕХ}$ – момент сопротивления на валу электродвигателя, обусловленный механическими потерями;

$M_{ВИБР}$ – вибрационный момент на валу электродвигателя;

ω – частота вращения вала электродвигателя;

$m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega t)$ - проекция центробежной силы дебалансов на ось X ;

$m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega t)$ - проекция центробежной силы дебалансов на ось Y ;

$\frac{1}{2} m_0 R g \sin(\omega t)$ - моменты сопротивления на валу электродвигателя, вызванный весом дебаланса.

Так как разрабатываемая математическая модель носит обобщенный характер, то может быть использована для исследования различных вибротранспортирующих машин и устройств.

Представленная система нелинейных дифференциальных уравнений не имеет простых аналитических решений. Такие уравнения эффективно решаются при помощи вычислительной техники с использованием численных методов интегрирования и дифференцирования.

При исследовании установившихся режимов работы вибровозбудителя полагаем, что скорость вращения вала ω постоянна, и, с учетом этого допущения, появляется возможность аналитически решить уравнение (2.1-2.2), то есть получить выражение, описывающее стационарные вынужденные колебания грузонесущего органа. При этом целесообразно использовать метод электромеханических аналогий, который является наиболее наглядным методом рассмотрения механических систем, согласно которому можно найти электрическую схему, полностью эквивалентную заданной механической. А затем рассчитать требуемые параметры найденной электрической схемы. Под эквивалентностью понимается то, что обе системы, подчиняясь дифференциальным уравнениям одного и того же вида, имеют равные периоды колебаний, одинаковые частотные характеристики и др.

В табл. 2.1 представлены параметры вибрационной системы и эквивалентные им электрические величины.

На основании электромеханической аналогии первого рода (табл. 2.1) построен электрический аналог механической системы (рис. 2.2).

Контуром 1 выделен источник энергии и его внутреннее сопротивление, а контур 2 характеризует параметры среды, где k'_y и b'_y - эквивалентные коэффициенты сопротивления, учитывающие параметры упругих элементов и транспортируемого груза.

Полученную электрическую схему достаточно просто решить, используя правила и законы электротехники, при этом необходимо представить мгновенные величины в комплексном виде и задать условие, согласно которому комплексное число представляет синусоидальное колебание, соответствующее его действительной части. Аналогичную схему можно построить для проекции на ось X .

Таблица 2.1

Электрические величины	Механические величины
E – ЭДС	F – механическая сила
q – заряд	y – вибросмещение
I – ток	\dot{y} – виброскорость
\dot{q} – скорость изменения тока	\ddot{y} – виброускорение
L – индуктивность	m – масса
C – емкость	$1/k$ – гибкость
R – омическое сопротивление	b – коэффициент сопротивления
$j\omega L$ – индуктивное сопротивление	$j\omega m$ – инерционное сопротивление
$1/j\omega C$ – емкостное сопротивление	$k/j\omega$ – упругое сопротивление
$Z_E = j\omega L + \frac{1}{j\omega C} + r$ – электрическое полное сопротивление	$Z_M = j\omega m + \frac{k}{j\omega} + b$ – механическое полное сопротивление

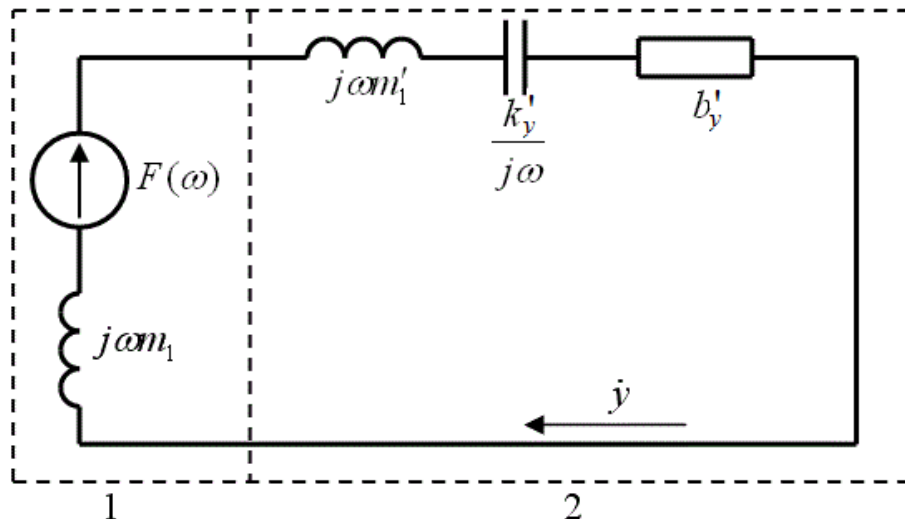


Рис. 2.2. Электрическая схема замещения вибрационной системы направленных колебаний

По схеме замещения определяем полное комплексное механическое сопротивление рассматриваемой вибросистемы, выражаем его модуль и фазу для осей X и Y :

$$\begin{cases} Z_x = b'_x + j\omega m_1 + j\omega m'_1 + \frac{k'_x}{j\omega}; \\ Z_y = b'_y + j\omega m_1 + j\omega m'_1 + \frac{k'_y}{j\omega}; \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} |Z_x| = \sqrt{b_x'^2 + (\omega m_1 + \omega m_1' - \frac{k_x'}{\omega})^2}; \\ |Z_y| = \sqrt{b_y'^2 + (\omega m_1 + \omega m_1' - \frac{k_y'}{\omega})^2}; \end{array} \right. , \quad (2.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_x = \arctg \frac{\omega m_1 + \omega m_1' - k_x'/\omega}{b_x'}; \\ \varphi_y = \arctg \frac{\omega m_1 + \omega m_1' - k_y'/\omega}{b_y'}; \end{array} \right. \quad (2.5)$$

И после ряда преобразований получаем следующие выражения:

$$\left\{ \begin{array}{l} |Z_x| = \frac{m_1 + m_1'}{\omega} \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}; \\ |Z_y| = \frac{m_1 + m_1'}{\omega} \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}; \end{array} \right. , \quad (2.6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_x = \arctg \frac{\omega^2 - \omega_x^2}{2h_x \omega}; \\ \varphi_y = \arctg \frac{\omega^2 - \omega_y^2}{2h_y \omega}; \end{array} \right. , \quad (2.7)$$

где:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_x = \frac{b_x'}{2(m_1' + m_1)}; \\ h_y = \frac{b_y'}{2(m_1' + m_1)}; \end{array} \right. \text{ - коэффициенты демпфирования (затухания);}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_x = \sqrt{\frac{k_x'}{m_1' + m_1}}; \\ \omega_y = \sqrt{\frac{k_y'}{m_1' + m_1}}; \end{array} \right. \text{ - собственная частота колебаний ВТМ;}$$

Решая представленную электрическую схему, получаем комплексное выражение для \dot{x} и \dot{y} (виброскорости):

$$\begin{cases} \bar{\dot{x}} = \frac{m_0 R \omega^3 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} e^{j(\omega t - \varphi_x)}; \\ \bar{\dot{y}} = \frac{m_0 R \omega^3 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} e^{j(\omega t - \varphi_y)}; \end{cases} \quad (2.8)$$

Затем получаем выражение для мгновенных значений виброскорости:

$$\begin{cases} \dot{x} = \frac{m_0 R \omega^3 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \sin(\omega t - \varphi_x); \\ \dot{y} = \frac{m_0 R \omega^3 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \sin(\omega t - \varphi_y); \end{cases} \quad (2.9)$$

Выражение для мгновенных значений вибросмещения x и y получается путем интегрирования выражения (2.9) и имеет вид:

$$\begin{cases} x = \frac{m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \cos(\omega t - \varphi_x); \\ y = \frac{m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \cos(\omega t - \varphi_y); \end{cases} \quad (2.10)$$

Принимая во внимание тригонометрическое тождество:

$$\begin{cases} \cos(\omega t - \operatorname{arctg} \frac{\omega^2 - \omega_x^2}{2h_x \omega}) = \sin(\omega t - \operatorname{arctg} \frac{2h_x \omega}{\omega_x^2 - \omega^2}); \\ \cos(\omega t - \operatorname{arctg} \frac{\omega^2 - \omega_y^2}{2h_y \omega}) = \sin(\omega t - \operatorname{arctg} \frac{2h_y \omega}{\omega_y^2 - \omega^2}); \end{cases}, \quad (2.11)$$

и обозначив:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{2h_x \omega}{\omega_x^2 - \omega^2}; \\ \varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{2h_y \omega}{\omega_y^2 - \omega^2}; \end{cases} \quad (2.12)$$

запишем выражение, описывающее колебания вибротранспортера с нагрузкой, в виде:

$$\begin{cases} x = \frac{m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \sin(\omega t - \varphi_1); \\ y = \frac{m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \sin(\omega t - \varphi_2); \end{cases} \quad (2.13)$$

Параметр φ представляет собой значение угла, на который возмущающая сила опережает по фазе вибросмещение, позволяющий оценить режим работы виброустановки: дорезонансный, резонансный или зарезонансный.

Мгновенное или текущее значение мощности, развиваемой источником колебаний, равно сумме квадратов произведений мгновенных значений вынуждающей силы и скорости колебаний:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{(F_x \dot{x})^2 + (F_y \dot{y})^2}, \quad (2.14)$$

откуда имеем:

$$\begin{cases} P_x = P_{\max x} \sin(\omega t) \sin(\omega t - \varphi_x); \\ P_y = P_{\max y} \sin(\omega t) \sin(\omega t - \varphi_y); \end{cases} \quad (2.15)$$

где $P_{\max x}$ и $P_{\max y}$ – амплитудное значение мгновенной мощности, определяемое выражениями:

$$\begin{cases} P_{\max x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \cos^2(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}}; \\ P_{\max y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \sin^2(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}}. \end{cases} \quad (2.16)$$

Для дальнейших расчетов в (2.15) подставляем переменную φ вместо φ_x и φ_y , учитывая соотношение:

$$\begin{cases} \varphi_1 - \varphi_x = \pi/2; \\ \varphi_2 - \varphi_y = \pi/2; \end{cases} \quad (2.17)$$

$$\begin{cases} P_x = P_{\max x} \sin(\omega t) \cos(\omega t - \varphi_1); \\ P_y = P_{\max y} \sin(\omega t) \cos(\omega t - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.18)$$

Применяя известное тригонометрическое соотношение, получаем следующее выражение для мгновенной мощности, в котором представлены постоянная и переменная её составляющие:

$$\begin{cases} P_x = \frac{P_{\max x}}{2} [\sin(\varphi_1) + \sin(2\omega t - \varphi_1)]; \\ P_y = \frac{P_{\max y}}{2} [\sin(\varphi_2) + \sin(2\omega t - \varphi_2)]. \end{cases} \quad (2.19)$$

Итак, мгновенная мощность P , развиваемая источником энергии, представляет собой синусоидальную функцию времени, изменяющуюся с частотой, в два раза большей частоты вынужденных колебаний системы, около среднего значения $P_{срx} = \frac{P_{\max x}}{2} \sin(\varphi_1)$ и $P_{срy} = \frac{P_{\max y}}{2} \sin(\varphi_2)$. Поскольку $\sin(\varphi) \leq 1$, амплитуда колебаний мощности $\frac{P_{\max x}}{2}$ и $\frac{P_{\max y}}{2}$ превышает ее постоянную составляющую (среднее значение). Благодаря этому мгновенная мощность представляет собой знакопеременную функцию, которая за период колебаний системы четыре раза изменяет свой знак. А это значит, что дважды за период колебаний системы энергия течет из источника в систему (когда мощность, развиваемая источником, положительна), и дважды она течет обратно из колеблющейся системы в источник энергии (когда мощность, развиваемая источником, отрицательна).

Максимальное (положительное) значение мощности:

$$\begin{cases} P'_{\max x} = \frac{P_{\max x}}{2} [\sin(\varphi_1) + 1]; \\ P'_{\max y} = \frac{P_{\max y}}{2} [\sin(\varphi_2) + 1]. \end{cases} \quad (2.20)$$

Минимальное (отрицательное) ее значение:

$$\begin{cases} P'_{\min x} = -\frac{P_{\max x}}{2} [1 - \sin(\varphi_1)]; \\ P'_{\min y} = -\frac{P_{\max y}}{2} [1 - \sin(\varphi_2)]. \end{cases} \quad (2.21)$$

Ясно, что при $0 < \varphi < \pi$ (чему соответствует $h > 0$)

$$|P'_{\max}| > |P'_{\min}|. \quad (2.22)$$

В случае $\varphi = \pi/2$ (чему соответствует $\omega = \omega_0$ или недостижимое предельное значение $h = \infty$)

$$P'_{\min} = 0, P'_{\max} = P_{\max}, \quad (2.23)$$

то есть мгновенная мощность в этом случае всегда больше или равна нулю.

В работе [16] установлено, что при периодических колебаниях не требуется, чтобы в вынуждающем механизме развивалась мощность на преодоление сил инерции и сил упругости или иных потенциальных сил (речь идет о средней мощности, а не о мгновенных ее значениях). Следовательно,

мощность необходима только для преодоления диссипативной силы. Из этого следует, что для выбора мощности приводных двигателей вибрационных установок необходимо ориентироваться на активную мощность вибрационного источника колебаний $P_{акт}$.

Средняя мощность, развиваемая источником энергии, называется активной мощностью $P_{акт}$, и имеет вид:

$$\begin{cases} P_{актх} = \frac{P_{максx}}{2} \sin(\varphi_1) = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \cos^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \sin(\varphi_1); \\ P_{акту} = \frac{P_{максy}}{2} \sin(\varphi_2) = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \sin^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \sin(\varphi_2), \end{cases} \quad (2.24)$$

а реактивная мощность $P_{реакт}$ определяется как:

$$\begin{cases} P_{реактх} = \frac{P_{максx}}{2} \cos(\varphi_1) = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \cos^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \cos(\varphi_1) \\ P_{реакту} = \frac{P_{максy}}{2} \cos(\varphi_2) = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \sin^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \cos(\varphi_2). \end{cases} \quad (2.25)$$

Отсюда амплитудное значение полной мощности S :

$$S = \sqrt{(\sqrt{P_{актх}^2} + P_{реактх}^2)^2 + (\sqrt{P_{акту}^2} + P_{реакту}^2)^2} = P_{макс}. \quad (2.26)$$

Важное значение, при проектировании вибротехники, имеет определение вибрационного момента сопротивления, приложенного к валу двигателя. В случае системы с двумя степенями свободы вибрационный момент i -го вибродвигателя имеет две составляющие:

1. $M_{ВИБРiY} = F_{xi} \cdot y$ – составляющая, обусловленная наличием смещения системы по оси Y и проекции центробежной силы i -го дебалансного вибродвигателя на ось X , где F_{xi} определяется по формуле:

$$F_{xi} = m_{0i} R_i \omega_i^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega_i t). \quad (2.27)$$

2. $M_{ВИБРiX} = F_{yi} \cdot x$ – составляющая, обусловленная наличием смещения системы по оси X и проекции центробежной силы i -го дебалансного вибродвигателя на ось Y , где F_{yi} определяется по формуле:

$$F_{yi} = m_{0i} R_i \omega_i^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega_i t). \quad (2.28)$$

Результирующее выражение вибрационного момента, приложенного к валу i -го вибродвигателя, определится формулой:

$$M_{ВИБРi} = F_{xi} \cdot y + F_{yi} \cdot x. \quad (2.29)$$

Рассматриваемая система имеет две степени свободы, поэтому вибрационный момент, приложенный к валу электродвигателя, имеет две составляющие по осям X и Y . Выражение для него имеет вид:

$$M_{\text{ВИБР}} = m_0 R \omega^2 ((\cos(\alpha + \beta) \sin(\omega t) y + \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega t) x). \quad (2.30)$$

Далее, с учетом формулы (2.13), а также некоторых тригонометрических тождеств получаем формулу для вибрационного момента, приложенного к валу двигателя, содержащего постоянную и переменную составляющие:

$$\begin{cases} M_{\text{ВИБР}_x} = M_{\text{ВИБР}_{\max x}} [\cos(\varphi_2) - \cos(2\omega t - \varphi_2)]; \\ M_{\text{ВИБР}_y} = M_{\text{ВИБР}_{\max y}} [\cos(\varphi_1) - \cos(2\omega t - \varphi_1)]; \end{cases} \quad (2.31)$$

где $M_{\text{ВИБР}_{\max}}$ – амплитудное значение вибрационного момента, определяемое по формуле:

$$\begin{cases} M_{\text{ВИБР}_{\max x}} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}}; \\ M_{\text{ВИБР}_{\max y}} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}}. \end{cases} \quad (2.32)$$

Из (2.31) легко определить постоянную и переменную составляющие вибрационного момента:

$$M_{\text{ВИБР}} = M_{\text{ПОСТ}} + M_{\text{ПЕР}}, \quad (2.33)$$

$$\begin{cases} M_{\text{ПОСТ}_x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \cos(\varphi_2); \\ M_{\text{ПЕР}_x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_x^2 \omega^2 + (\omega_x^2 - \omega^2)^2}} \cos(2\omega t - \varphi_2); \end{cases} \quad (2.34)$$

$$\begin{cases} M_{\text{ПОСТ}_y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \cos(\varphi_1); \\ M_{\text{ПЕР}_y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_y^2 \omega^2 + (\omega_y^2 - \omega^2)^2}} \cos(2\omega t - \varphi_1); \end{cases} \quad (2.35)$$

$$M_{\text{ВИБР}} = \sqrt{M_{\text{ВИБР}_x}^2 + M_{\text{ВИБР}_y}^2} \quad (2.36)$$

Анализируя полученные выражения, приходим к выводу, что вибрационный момент имеет две составляющие: постоянную и переменную. Причем переменная составляющая представляет собой косинусоиду, колеблющуюся с двойной частотой источника возмущающей силы. По аналогии с мощностью, вибрационный момент четыре раза за период колебаний меняет свой знак, являясь то движущим, то тормозящим. При этом

основной нагрузкой для двигателя будет являться постоянная составляющая вибрационного момента $M_{пост}$, которая зависит от режима работы вибропривода, также имеет выраженный резонансный характер. Причем, сравнив формулы (2.24) и (2.34), приходим к выводу, что постоянную составляющую вибрационного момента для одного двигателя можно определить через активную мощность по формуле:

$$\begin{cases} M_{постx} = \frac{P_{актy} \operatorname{ctg}(\alpha + \beta)}{\omega \operatorname{tg}(\varphi_2)}; \\ M_{постy} = \frac{P_{актx} \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}{\omega \operatorname{tg}(\varphi_1)}. \end{cases} \quad (2.37)$$

Анализируя выражения (2.13), описывающее стационарные вынужденные колебания одномассовой вибросистемы, (2.19), (2.24), описывающие мощность вибрационного источника, и сравнивая их с аналогичными выражениями, полученными в литературе [10, 16] путем решения дифференциальных уравнений математическими методами, приходим к выводу, что они полностью идентичны. Данное обстоятельство подтверждает достоверность метода электромеханических аналогий и целесообразность его применения при расчете вибрационных систем. Метод является особенно удобным для расчета более сложных двухмассовых транспортирующих вибросистем, которые довольно часто используются в различных отраслях промышленности.

Данная двухмассовая вибрационная система, отличается от представленной на рис. 2.1 одномассовой системы наличием дополнительного грузонесущего органа массой m_2 и упругих связей с жесткостью k_{x2} и k_{y2} между грузонесущим органом 1 и 2 (на рис. 2.3).

Движение системы описывается следующими уравнениями:

$$\begin{cases} (m_1 + m_1') \ddot{x}_1 + b_{x1} \dot{x}_1 + k_{x1} x_1 + k_{x2} (x_1 - x_2) = m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + F; \\ (m_1 + m_1') \ddot{y}_1 + b_{y1} \dot{y}_1 + k_{y1} y_1 + k_{y2} (y_1 - y_2) = m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + N; \end{cases} \quad (2.38)$$

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 - k_{x2} (x_1 - x_2) = 0; \\ m_2 \ddot{y}_2 - k_{y2} (y_1 - y_2) = 0; \end{cases} \quad (2.39)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{ЭМ} - M_{ВИБР} - \frac{1}{2} m_0 R g \sin(\omega t) - M_{МЕХ}; \quad (2.40)$$

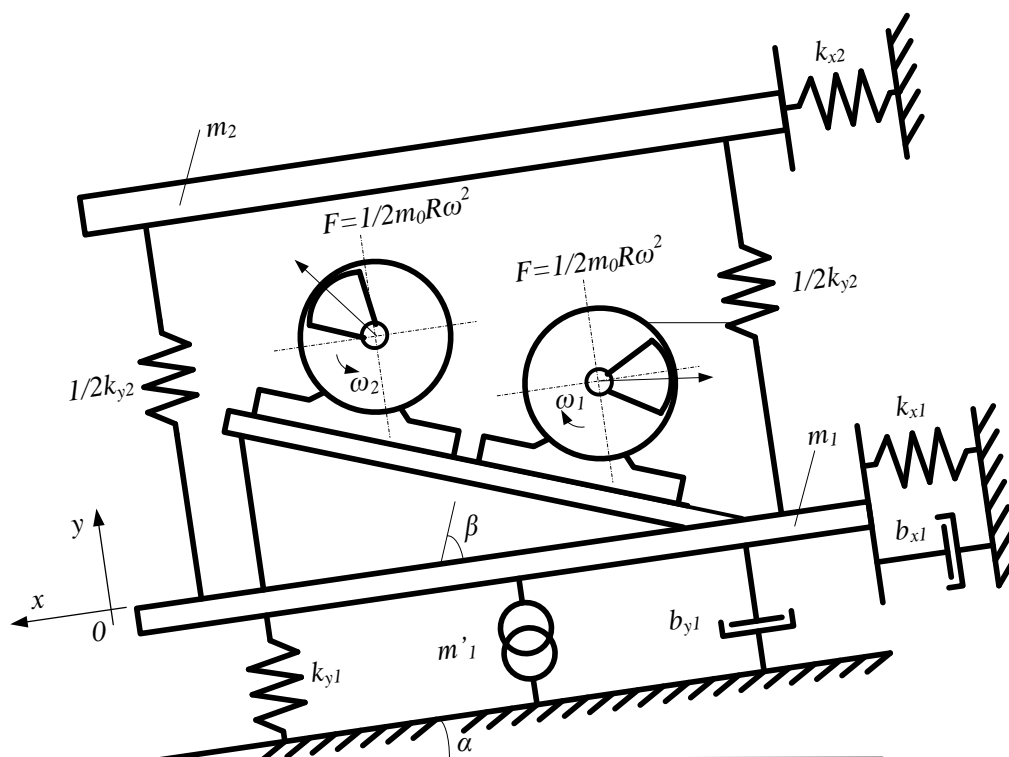


Рис. 2.3. Двухмассовая вибрационная система

Уравнение (2.38) описывает движение грузонесущего органа 1 согласно второму закону Ньютона, уравнение (2.39) – движение грузонесущего органа 2 согласно второму закону Ньютона, а уравнение (2.40) – равновесие моментов на валу вибродвигателя.

В уравнениях обозначено:

x_1 и y_1 – смещение грузонесущего органа по оси X и Y (вибросмещение1);

x_2 и y_2 – смещение грузонесущего органа 2 по оси X и Y (вибросмещение2);

$\ddot{x}_2 = \frac{d^2x_2}{dt^2}$ и $\ddot{y}_2 = \frac{d^2y_2}{dt^2}$ – ускорение грузонесущего органа 2 по оси X и Y

Остальные обозначения были описаны выше.

Как и в предыдущем варианте, решение дифференциальных уравнений целесообразно получить при помощи метода электромеханических аналогий, который представляется достаточно удобным и наглядным. В соответствии с таблицей 2.1 составлена эквивалентная электрическая схема замещения, представленная на рис. 2.4.

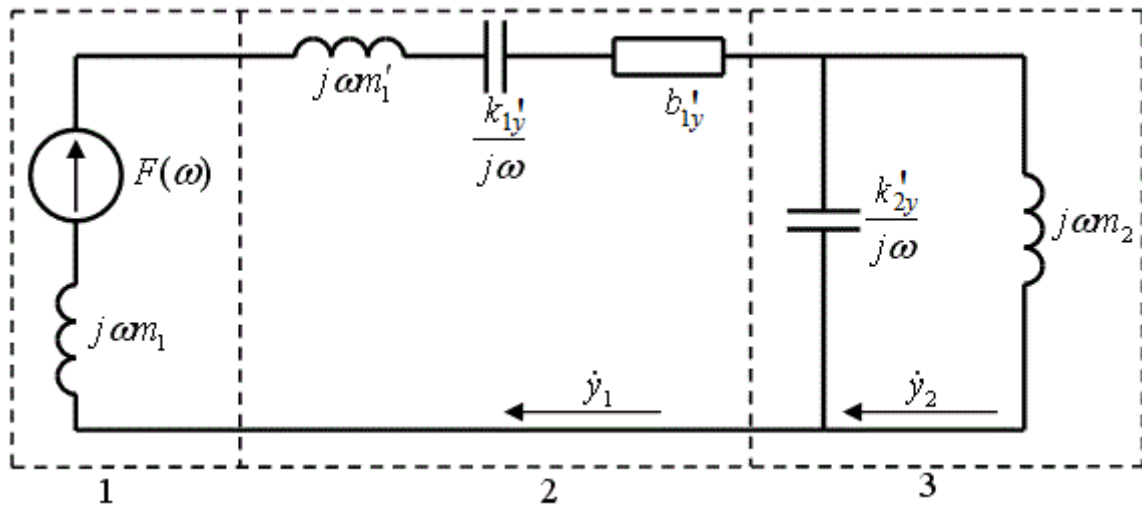


Рис. 2.4. Электрическая схема замещения двухмассовой вибрационной системы направленных колебаний

Контуром 1 выделен источник энергии и его внутреннее сопротивление, контур 2 характеризует параметры среды, а контур 3 – параметры грузонесущего органа 2. Аналогичную схему можно построить для проекции на ось X . По схеме замещения, определяем полное комплексное механическое сопротивление:

$$\begin{cases} Z_x = b'_{x1} + j\omega m_1 + j\omega m'_1 + \frac{k'_{x1}}{j\omega} + \frac{j\omega k'_{x2} m_2}{k'_{x2} - j^2 \omega^2 m_2}; \\ Z_y = b'_{y1} + j\omega m_1 + j\omega m'_1 + \frac{k'_{y1}}{j\omega} + \frac{j\omega k'_{y2} m_2}{k'_{y2} - j^2 \omega^2 m_2}; \end{cases} \quad (2.41)$$

и определим модуль и фазу по следующим формулам:

$$\begin{cases} |Z_x| = \sqrt{b'_{x1}{}^2 + \left(\omega m_1 + \omega m'_1 + \frac{\omega k'_{x2} m_2}{k'_{x2} - \omega^2 m_2} - \frac{k'_{x1}}{\omega}\right)^2}; \\ |Z_y| = \sqrt{b'_{y1}{}^2 + \left(\omega m_1 + \omega m'_1 + \frac{\omega k'_{y2} m_2}{k'_{y2} - \omega^2 m_2} - \frac{k'_{y1}}{\omega}\right)^2}; \end{cases} \quad (2.42)$$

$$\begin{cases} \varphi_x = \arctg \frac{\omega m_1 + \omega m'_1 + \omega k'_{x2} m_2 / (k'_{x2} - \omega^2 m_2) - k'_{x1} / \omega}{b'_{x1}}; \\ \varphi_y = \arctg \frac{\omega m_1 + \omega m'_1 + \omega k'_{y2} m_2 / (k'_{y2} - \omega^2 m_2) - k'_{y1} / \omega}{b'_{y1}}. \end{cases} \quad (2.43)$$

После проведенных преобразований имеем:

$$\begin{cases} |Z_x| = \frac{m_1 + m'_1}{\omega} \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}; \\ |Z_y| = \frac{m_1 + m'_1}{\omega} \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}; \end{cases} \quad (2.44)$$

$$\begin{cases} \varphi_x = \arctg \frac{\omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1}) - \omega_{x1}^2}{2h_{x1} \omega}; \\ \varphi_y = \arctg \frac{\omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1}) - \omega_{y1}^2}{2h_{y1} \omega}; \end{cases} \quad (2.45)$$

где $\begin{cases} \omega_{x2} = \sqrt{k'_{x2}/m_2}; \\ \omega_{y2} = \sqrt{k'_{y2}/m_2}; \end{cases}$ – частота собственных колебаний грузонесущего органа

2.

Решая затем схему замещения, получаем выражение, описывающее колебания виброскорости:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{m_0 R \omega^3 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\omega t - \varphi_x); \\ \dot{y}_1 = \frac{m_0 R \omega^3 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\omega t - \varphi_y). \end{cases} \quad (2.46)$$

Далее, интегрируя выражение (2.46) во времени и принимая во внимание (2.11), (2.17) имеем формулу, описывающую мгновенные значения вибросмещения грузонесущего органа вдоль оси X и Y :

$$\begin{cases} x_1 = \frac{m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\omega t - \varphi_1); \\ y_1 = \frac{m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\omega t - \varphi_2). \end{cases} \quad (2.47)$$

Используя известные формулы, определяем мгновенную мощность источника вибрационных колебаний:

$$\begin{cases} P_x = P_{\max x} \sin(\omega t) \cos(\omega t - \varphi_1); \\ P_y = P_{\max y} \sin(\omega t) \cos(\omega t - \varphi_2); \end{cases} \quad (2.48)$$

$$\begin{cases} P_x = \frac{P_{\max x}}{2} [\sin(\varphi_1) + \sin(2\omega t - \varphi_1)]; \\ P_y = \frac{P_{\max y}}{2} [\sin(\varphi_2) + \sin(2\omega t - \varphi_2)]; \end{cases} \quad (2.49)$$

где $P_{\max x}$ и $P_{\max y}$ – амплитудное значение мгновенной мощности, имеющее вид:

$$\begin{cases} P_{\max x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \cos^2(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}}; \\ P_{\max y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \sin^2(\alpha + \beta)}{(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}}. \end{cases} \quad (2.50)$$

Далее определяем активную мощность вибрационного источника колебаний $P_{\text{акт}}$:

$$\begin{cases} P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta}x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \cos^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\varphi_1); \\ P_{\dot{a}\dot{\delta}\dot{\delta}y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^5 \sin^2(\alpha + \beta)}{2(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \sin(\varphi_2). \end{cases} \quad (2.51)$$

Приведенные формулы показывают наличие у мгновенной мощности переменной и постоянной составляющих. В отличие от одномассовой вибрационной системы активная мощность в данном случае зависит еще и от параметров грузонесущего органа 2.

Выражение, описывающее вибрационный момент, приложенный к валу двигателя, получаем, основываясь на приведенных выше рассуждениях:

$$\begin{aligned} M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}Dx} &= M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}D \max x} [\cos(\varphi_2) - \cos(2\omega t - \varphi_2)]; \\ M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}Dy} &= M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}D \max y} [\cos(\varphi_1) - \cos(2\omega t - \varphi_1)]; \end{aligned} \quad (2.52)$$

где $M_{\text{ВИБР max } x}$ и $M_{\text{ВИБР max } y}$ – амплитудное значение вибрационного момента, определяемое по формуле:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}\hat{D} \text{ max } x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}}; \\ M_{\hat{A}\hat{E}\hat{A}\hat{D} \text{ max } y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}}. \end{array} \right. \quad (2.53)$$

Вышеприведенные тождества показывают наличие у вибрационного момента переменной и постоянной составляющих, как и в случае одномассовой вибрационной системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\hat{i}\hat{i}\hat{N}\hat{O}x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \cos(\varphi_2); \\ M_{\hat{i}\hat{A}\hat{D}x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{x1}^2 \omega^2 + [\omega_{x1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{x2}^2}{\omega_{x2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \cos(2\omega t - \varphi_2); \end{array} \right. \quad (2.54)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\hat{i}\hat{i}\hat{N}\hat{O}y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \cos(\varphi_1); \\ M_{\hat{i}\hat{A}\hat{D}y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{4(m_1 + m'_1) \sqrt{4h_{y1}^2 \omega^2 + [\omega_{y1}^2 - \omega^2 (1 + \frac{\omega_{y2}^2}{\omega_{y2}^2 - \omega^2} \frac{m_2}{m_1 + m'_1})]^2}} \cos(2\omega t - \varphi_1); \end{array} \right. \quad (2.55)$$

При более тщательном рассмотрении нагрузки, приложенной к двигателям двухмассовой вибросистемы, необходимо учесть еще и диссипативную связь между грузонесущим органом 1 и грузонесущим органом 2, что несколько усложняет расчет системы. Кинематическая схема вибрационной установки направленных колебаний с учетом дополнительной диссипативной связи представлена на рис. 2.5.

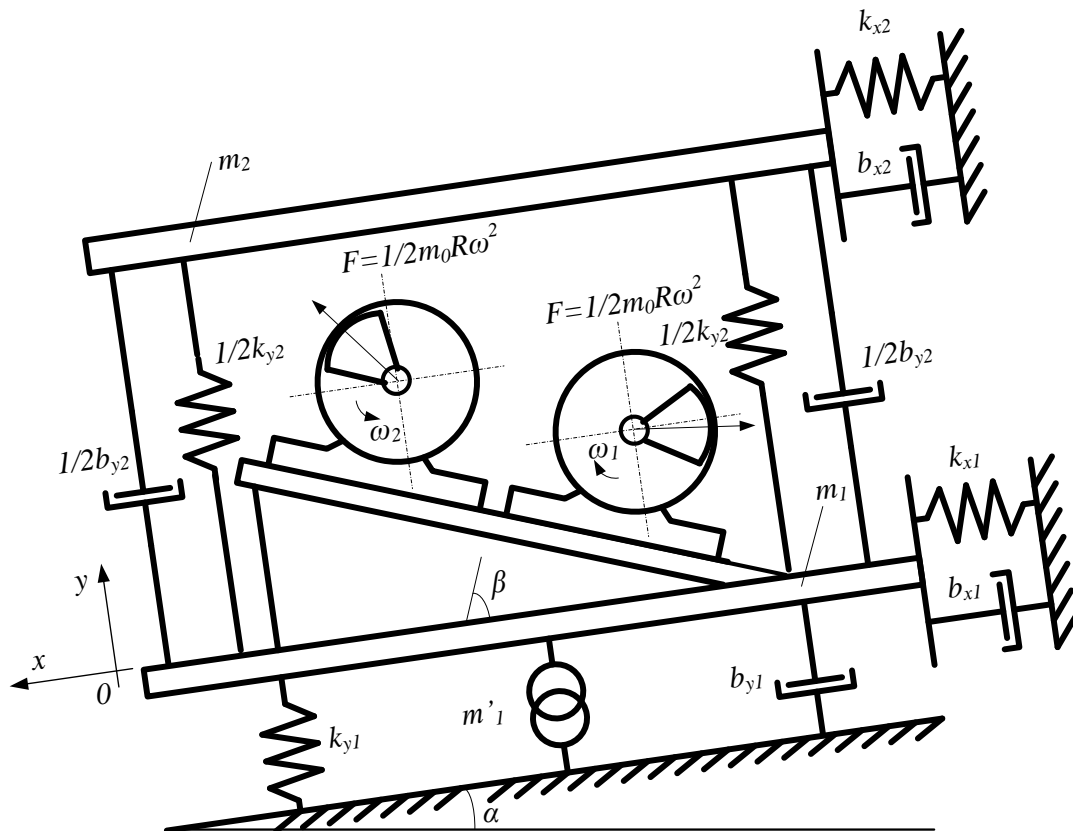


Рис. 2.5. Двухмассовая вибрационная система с дополнительными диссипативными связями

Данная система описывается математически следующими уравнениями:

$$\begin{cases} (m_1 + m'_1)\ddot{x}_1 + b_{x1}\dot{x}_1 + b_{x2}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_{x1}x_1 + k_{x2}(x_1 - x_2) = m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + F; \\ (m_1 + m'_1)\ddot{y}_1 + b_{y1}\dot{y}_1 + b_{y2}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_{y1}y_1 + k_{y2}(y_1 - y_2) = m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega t) + N; \end{cases} \quad (2.56)$$

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2 - b_{x2}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_{x2}(x_1 - x_2) = 0; \\ m_2\ddot{y}_2 - b_{y2}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_{y2}(y_1 - y_2) = 0; \end{cases} \quad (2.57)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{ЭМ}} - M_{\text{ВИБР}} - \frac{1}{2} m_0 R g \sin(\omega t) - M_{\text{МЕХ}}; \quad (2.58)$$

Как и в предыдущих вариантах, приведенные уравнения описывают движение грузонесущего органа 1 и грузонесущего органа 2, а также равновесие моментов на валу электродвигателя согласно второму закону Ньютона. Эквивалентная схема замещения вибросистемы приведена на рис. 2.6.

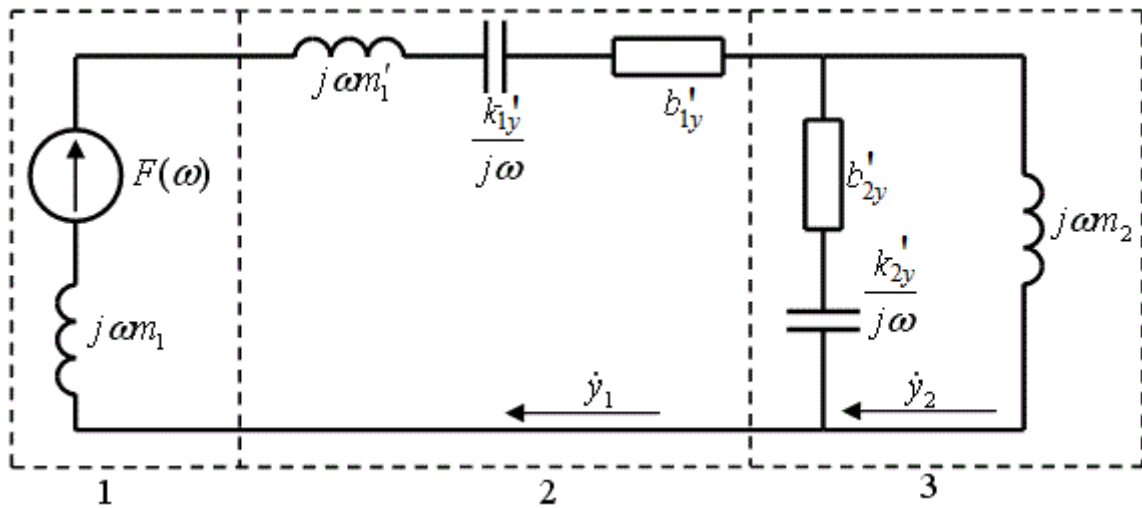


Рис. 2.7. Электрическая схема замещения двухмассовой вибрационной системы с дополнительной диссипативной связью

При решении данной схемы получены следующие параметры:

$$\begin{cases} Z_x = Z_{Re\ x} + jZ_{Im\ x}; \\ Z_y = Z_{Re\ y} + jZ_{Im\ y}; \end{cases} \quad (2.59)$$

где Z_{Re} – вещественная часть полного механического сопротивления, которая определяется по следующей формуле:

$$\begin{cases} Z_{Re\ x} = 2 \frac{m_2 h_{x2} \omega^4 + m_1 h_{x1} [(\omega_{x2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{x2}^2 \omega^2]}{(\omega_{x2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{x2}^2 \omega^2}; \\ Z_{Re\ y} = 2 \frac{m_2 h_{y2} \omega^4 + m_1 h_{y1} [(\omega_{y2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{y2}^2 \omega^2]}{(\omega_{y2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{y2}^2 \omega^2}; \end{cases} \quad (2.60)$$

а Z_{Im} – мнимая часть полного механического сопротивления, которая определяется по формуле:

$$\begin{cases} Z_{Im\ x} = \frac{4m_2 h_{x2}^2 \omega^4 + \omega^2 m_2 \omega_{x2}^2 (\omega_{x2}^2 - \omega^2) + m_1 (\omega^2 - \omega_{x1}^2) [(\omega_{x2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{x2}^2 \omega^2]}{\omega [(\omega_{x2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{x2}^2 \omega^2]}; \\ Z_{Im\ y} = \frac{4m_2 h_{y2}^2 \omega^4 + \omega^2 m_2 \omega_{y2}^2 (\omega_{y2}^2 - \omega^2) + m_1 (\omega^2 - \omega_{y1}^2) [(\omega_{y2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{y2}^2 \omega^2]}{\omega [(\omega_{y2}^2 - \omega^2)^2 + 4h_{y2}^2 \omega^2]}; \end{cases} \quad (2.61)$$

Причем,

$$\begin{cases} h_{x2} = \frac{b_{x2}}{2m_2}; \\ h_{y2} = \frac{b_{y2}}{2m_2}; \end{cases} \quad \text{– коэффициент затухания колебаний прижима.}$$

Вследствие громоздкости выражений (2.60) и (2.61) модуль полного механического сопротивления представим в виде:

$$\begin{cases} |Z_x| = \sqrt{Z_{Re x}^2 + Z_{Im x}^2}; \\ |Z_y| = \sqrt{Z_{Re y}^2 + Z_{Im y}^2}; \end{cases} \quad (2.62)$$

а его фазу определим по формуле:

$$\begin{cases} \varphi_x = \arctg \frac{Z_{Im x}}{Z_{Re x}}; \\ \varphi_y = \arctg \frac{Z_{Im y}}{Z_{Re y}}; \end{cases} \quad (2.63)$$

Далее, основываясь на приведенных ранее рассуждениях, получаем выражения для мгновенных значений виброскорости, вибросмещения, мгновенной мощности, активной мощности и вибрационного момента:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{m_0 R \omega^2 \cos(\alpha + \beta)}{|Z_x|} \sin(\omega t - \varphi_x); \\ \dot{y}_1 = \frac{m_0 R \omega^2 \sin(\alpha + \beta)}{|Z_y|} \sin(\omega t - \varphi_y); \end{cases} \quad (2.64)$$

$$\begin{cases} x_1 = \frac{m_0 R \omega \cos(\alpha + \beta)}{|Z_x|} \sin(\omega t - \varphi_1); \\ y_1 = \frac{m_0 R \sin(\alpha + \beta)}{|Z_y|} \sin(\omega t - \varphi_2); \end{cases} \quad (2.65)$$

$$\begin{cases} P_x = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos^2(\alpha + \beta)}{2|Z_x|} [\sin(\varphi_1) + \sin(2\omega t - \varphi_1)]; \\ P_y = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin^2(\alpha + \beta)}{2|Z_y|} [\sin(\varphi_2) + \sin(2\omega t - \varphi_2)]; \end{cases} \quad (2.66)$$

$$\begin{cases} P_{актх} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \cos^2(\alpha + \beta)}{2|Z_x|} \sin(\varphi_1); \\ P_{акту} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^4 \sin^2(\alpha + \beta)}{2|Z_y|} \sin(\varphi_2); \end{cases} \quad (2.67)$$

$$\begin{cases} M_{\text{ВИБР}_x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^3 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{4|Z_x|} [\cos(\varphi_2) - \cos(2\omega t - \varphi_2)]; \\ M_{\text{ВИБР}_y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^3 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{4|Z_y|} [\cos(\varphi_1) - \cos(2\omega t - \varphi_1)]; \end{cases} \quad (2.68)$$

Отсюда определяем постоянную составляющую вибрационного момента, приложенного к валу двигателя:

$$\begin{cases} M_{\text{ПОСТ}_x} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^3 \cos(\alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)}{4|Z_x|} \cos(\varphi_2); \\ M_{\text{ПОСТ}_y} = \frac{m_0^2 R^2 \omega^3 \sin(\alpha + \beta) \cos(\alpha + \beta)}{4|Z_y|} \cos(\varphi_1). \end{cases} \quad (2.69)$$

Уравнения, полученные с помощью метода электромеханических аналогий, целесообразно использовать при расчетах установившихся режимов работы одномассовой вибрационной системы. Представленные дифференциальные уравнения, описывают поведение вибрационной системы в динамических режимах.

2.2 Математическое описание асинхронного дебалансного вибродвигателя

Асинхронный дебалансный вибродвигатель, обладающий существенными достоинствами, является одним из наиболее перспективных элементов вибрационной техники для возбуждения колебаний. Поэтому создание математической модели АДВД с учетом необходимых параметров для исследования электромагнитных и электромеханических процессов является в настоящий момент актуальной задачей. Исследование переходных процессов при изменяющейся скорости вращения и других переменных параметрах электродвигателя возможно только с помощью вычислительных машин, так как уравнения содержат произведения переменных. Кроме того, широкое внедрение в практику вычислительных машин в последние десятилетия позволяет решать целый ряд задач, считавшихся ранее недоступными. При этом может быть получена высокая точность решения при минимальных финансовых затратах.

Простейшая модель асинхронной машины – идеализированная трехфазная электрическая машина. При описании электромагнитных процессов в идеализированной электрической машине делаются следующие допущения [59, 84]:

1) трехфазная система симметрична, нулевой ток в ней отсутствует, сумма мгновенных значений токов фаз равна нулю;

2) каждый протекающий по фазной обмотке ток порождает магнитодвижущую силу, синусоидально распределенную по окружности воздушного зазора машины;

3) сложение магнитодвижущих сил отдельных фазных обмоток порождает общую магнитную индукцию, также синусоидально распределенную по окружности воздушного зазора.

Разработанная в процессе выполнения диссертации математическая модель имеет следующие особенности:

- 1) учет эффекта вытеснения тока в фазах ротора;
- 2) учет насыщения элементов машины от основного магнитного потока;
- 3) учет емкости конденсаторов подключаемых к обмоткам статора;
- 4) учет асимметрии в значениях емкости подключаемых к обмоткам статора конденсаторов.

Как правило, для математического описания идеализированной трехфазной машины используют непреобразованную систему дифференциальных уравнений в фазных осях координат A, B, C, a, b, c . Данные уравнения после подстановки в них известных выражений результирующих потокосцеплений имеют громоздкие решения с несколькими десятками членов, содержащих периодические коэффициенты. Чтобы избавиться от периодических коэффициентов, необходимо перейти к заторможенной системе координат и выполнить необходимые преобразования [59, 60, 62, 84].

Произведя преобразования, запишем уравнения для трехфазной машины в преобразованной трехфазной заторможенной системе координат с учетом пусковых конденсаторов:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{s\alpha} = R_{s\alpha} i_{s\alpha} + \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} + u_{Cps\alpha}; \\ u_{s\beta} = R_{s\beta} i_{s\beta} + \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} + u_{Cps\beta}; \\ u_{s\gamma} = R_{s\gamma} i_{s\gamma} + \frac{d\psi_{s\gamma}}{dt} + u_{Cps\gamma}; \\ 0 = R_{r\alpha} i_{r\alpha} + \frac{d\psi_{r\alpha}}{dt} + (\psi_{r\beta} - \psi_{r\gamma}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \\ 0 = R_{r\beta} i_{r\beta} + \frac{d\psi_{r\beta}}{dt} + (\psi_{r\gamma} - \psi_{r\alpha}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \\ 0 = R_{r\gamma} i_{r\gamma} + \frac{d\psi_{r\gamma}}{dt} + (\psi_{r\alpha} - \psi_{r\beta}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}. \end{array} \right. \quad (2.70)$$

Здесь обозначено: $u_{s\alpha}, u_{s\beta}, u_{s\gamma}$ – фазные напряжения питания статора; $R_{s\alpha}, R_{s\beta}, R_{s\gamma}$ – активные сопротивления фаз обмотки статора; $R_{r\alpha}, R_{r\beta}, R_{r\gamma}$ – активные сопротивления фаз обмотки ротора; $i_{s\alpha}, i_{s\beta}, i_{s\gamma}, i_{r\alpha}, i_{r\beta}, i_{r\gamma}$ – токи статора и ротора; $\Psi_{s\alpha}, \Psi_{s\beta}, \Psi_{s\gamma}, \Psi_{r\alpha}, \Psi_{r\beta}, \Psi_{r\gamma}$ – потокосцепления статорных и роторных обмоток;

$u_{Cps\alpha}$, $u_{Cps\beta}$, $u_{Cps\gamma}$ – напряжения на пусковых конденсаторах; ω_r – частота вращения ротора.

Потокосцепления в выражении (2.70):

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_{s\alpha} = L_{s\alpha} i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} + M (i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{r\gamma}); \\ \psi_{s\beta} = L_{s\beta} i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} + M (i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\gamma}); \\ \psi_{s\gamma} = L_{s\gamma} i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} + M (i_{r\gamma} - \frac{1}{2} i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\beta}); \\ \psi_{r\alpha} = L_{r\alpha} i_{r\alpha} + M (i_{s\alpha} - \frac{1}{2} i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}; \\ \psi_{r\beta} = L_{r\beta} i_{r\beta} + M (-\frac{1}{2} i_{s\alpha} + i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha}; \\ \psi_{r\gamma} = L_{r\gamma} i_{r\gamma} + M (-\frac{1}{2} i_{s\alpha} - \frac{1}{2} i_{s\beta} + i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\beta}. \end{array} \right. \quad (2.71)$$

Падение напряжения на пусковых конденсаторах в фазах двигателя определяется из выражения:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{Cps\alpha} = \frac{1}{C_p \pm k_\alpha C_p} \int i_\alpha dt; \\ u_{Cps\beta} = \frac{1}{C_p \pm k_\beta C_p} \int i_\beta dt; \\ u_{Cps\gamma} = \frac{1}{C_p \pm k_\gamma C_p} \int i_\gamma dt, \end{array} \right. \quad (2.72)$$

где i_α , i_β , i_γ – фазные токи статора; C_p – емкость пусковых конденсаторов; k_α , k_β , k_γ – коэффициенты, учитывающие отклонения емкостей подключаемых конденсаторов от номинальной величины.

Для рассмотрения поведения вибрационного электропривода в период торможения необходимо учитывать изменение его параметров в данном режиме, тогда уравнение (2.70) в заторможенной системе координат с тормозными конденсаторами запишутся в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0 = R_{s\alpha} i_{s\alpha} + \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} + u_{Cts\alpha}; \\ 0 = R_{s\beta} i_{s\beta} + \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} + u_{Cts\beta}; \\ 0 = R_{s\gamma} i_{s\gamma} + \frac{d\psi_{s\gamma}}{dt} + u_{Cts\gamma}; \\ 0 = R_{r\alpha} i_{r\alpha} + \frac{d\psi_{r\alpha}}{dt} + (\psi_{r\beta} - \psi_{r\gamma}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \\ 0 = R_{r\beta} i_{r\beta} + \frac{d\psi_{r\beta}}{dt} + (\psi_{r\gamma} - \psi_{r\alpha}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}; \\ 0 = R_{r\gamma} i_{r\gamma} + \frac{d\psi_{r\gamma}}{dt} + (\psi_{r\alpha} - \psi_{r\beta}) \frac{\omega_r}{\sqrt{3}}. \end{array} \right. \quad (2.73)$$

Здесь обозначено: $u_{Cts\alpha}$, $u_{Cts\beta}$, $u_{Cts\gamma}$ – напряжения на тормозных конденсаторах.

Потокоцепления в выражении (2.73):

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_{s\alpha} = \alpha(L_{s\alpha} i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} + M(i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{r\gamma})); \\ \psi_{s\beta} = \alpha(L_{s\beta} i_{s\beta} - \frac{1}{2} M i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} + M(i_{r\beta} - \frac{1}{2} i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\gamma})); \\ \psi_{s\gamma} = \alpha(L_{s\gamma} i_{s\gamma} - \frac{1}{2} M i_{s\alpha} - \frac{1}{2} M i_{s\beta} + M(i_{r\gamma} - \frac{1}{2} i_{r\alpha} - \frac{1}{2} i_{r\beta})); \\ \psi_{r\alpha} = \alpha(L_{r\alpha} i_{r\alpha} + M(i_{s\alpha} - \frac{1}{2} i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\beta} - \frac{1}{2} M i_{r\gamma}); \\ \psi_{r\beta} = \alpha(L_{r\beta} i_{r\beta} + M(-\frac{1}{2} i_{s\alpha} + i_{s\beta} - \frac{1}{2} i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\gamma} - \frac{1}{2} M i_{r\alpha}); \\ \psi_{r\gamma} = \alpha(L_{r\gamma} i_{r\gamma} + M(-\frac{1}{2} i_{s\alpha} - \frac{1}{2} i_{s\beta} + i_{s\gamma}) - \frac{1}{2} M i_{r\alpha} - \frac{1}{2} M i_{r\beta}). \end{array} \right. \quad (2.74)$$

Падение напряжения на тормозных конденсаторах в фазах двигателя определяется из выражения:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{Cts\alpha} = \frac{1}{\alpha(C_t \pm k_\alpha C_t)} \int i_\alpha dt; \\ u_{Cts\beta} = \frac{1}{\alpha(C_t \pm k_\beta C_t)} \int i_\beta dt; \\ u_{Cts\gamma} = \frac{1}{\alpha(C_t \pm k_\gamma C_t)} \int i_\gamma dt, \end{array} \right. \quad (2.75)$$

где C_t - емкость тормозных конденсаторов.

В уравнениях (2.74) и (2.75):

$$\alpha = \frac{1}{2\pi f \sqrt{C_t L}} - \text{коэффициент, относительной частоты самовозбуждения,}$$

где f – частота питающего напряжения, L – эквивалентная индуктивность машины.

Подставляя выражения потокосцеплений (2.71-2.72) в уравнения (2.70), выражение (2.74-2.75) в уравнение (2.73) получим уравнения напряжений обобщенной машины в заторможенных трехфазных координатах для различных режимов работы.

В связи с тем, что электрические машины в различные моменты времени (особенно это касается переходных режимов) работают на различных участках кривой намагничивания $B = f(H)$, в математической модели необходимо учесть изменение степени насыщения машины при различных режимах ее работы [74].

Учет насыщения по цепи основного магнитного потока в модели определяется изменением индуктивностей, величина которых состоит из независимой от насыщения составляющей M_{oi} , и переменной составляющей – ΔM_i [43]:

$$M_i = M_{oi} - \Delta M_i, \quad (2.76)$$

где переменная составляющая индуктивностей достаточно точно определяется квадратичной зависимостью от результирующего вектора потокосцепления [36]:

$$\Delta M_i = k \psi_m^2, \quad (2.77)$$

причем коэффициент k , зависит от марки электротехнической стали, может быть определен аналитическим или экспериментальным путем.

Для создания адекватной математической модели АД необходимо также учесть эффект вытеснения тока в стержнях ротора, пренебрежение которым в некоторых режимах приводит к существенным количественным и качественным отклонениям расчетных динамических и статических характеристик привода от реальных [20, 59, 60].

Характер изменения переменных параметров АД в различных статических режимах работы электропривода известен в литературе, однако получить точное математическое описание закона изменения параметров ротора от частоты тока в его обмотке или скольжения ($R_{Ri} = f(f_2)$, $L_{Ri} = f(f_2)$) не удастся ввиду его нелинейности. Однако доказано, что в зоне низких частот ротора (в области номинального скольжения) параметры R_{Ri} , и L_{Ri} могут быть с высокой степенью точности приняты постоянными [20]. Также доказано, что для исследования динамики привода необходимо определить номинальные и пусковые значения параметров двигателя, а вид изменения параметров не имеет

большого значения [59]. На этом основании считается целесообразным использование линейной аппроксимации графика. В итоге получен следующий закон изменения параметров ротора [20, 59, 60]:

$$R_{Ri} = \begin{cases} R_{Riном}, 0 < s \leq s_{ном} \\ R_{Riном} + k_1 s, s_{ном} < s \leq 1 \end{cases} \quad (2.78)$$

$$L_{Ri} = \begin{cases} L_{Riном}, 0 < s \leq s_{ном} \\ L_{Riном} - k_2 s, s_{ном} < s \leq 1 \end{cases}, \quad (2.79)$$

где $R_{Riном}$ и $L_{Riном}$ – номинальные (паспортные) параметры ротора, а коэффициенты k_1 и k_2 – коэффициенты, зависящие от пусковых значений активного и индуктивного сопротивлений ротора (R_{RiII} , L_{RiII}), которые рассчитываются по паспортным данным серийно выпускаемых вибродвигателей.

Электромагнитная энергия, сконцентрированная в воздушном зазоре машины:

$$W_{\mathcal{E}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \psi_i i_i, \quad (2.80)$$

где $i=1, 2, \dots, N$ – число контуров с током (обмоток) машины.

Для трехфазной машины электромагнитный момент и электромагнитная энергия соответственно:

$$M_{\mathcal{E}} = p \frac{\partial W_{\mathcal{E}}}{\partial \theta}; \quad (2.81)$$

$$W_{\mathcal{E}} = \frac{1}{2} (\psi_{s\alpha} i_{s\alpha} + \psi_{s\beta} i_{s\beta} + \psi_{s\gamma} + \psi_{r\alpha} i_{r\alpha} + \psi_{r\beta} i_{r\beta} + \psi_{r\gamma} i_{r\gamma}). \quad (2.82)$$

После подстановки выражений токов в уравнения машины в трехфазных заторможенных координатах:

$$M_{\mathcal{E}} = p \frac{\sqrt{3}}{2} M [(i_{s\alpha} i_{r\gamma} + i_{s\beta} i_{r\alpha} + i_{s\gamma} i_{r\beta}) - (i_{s\alpha} i_{r\beta} + i_{s\beta} i_{r\gamma} + i_{s\gamma} i_{r\alpha})]. \quad (2.83)$$

Выражение содержит все возможные пары произведений токов трехфазной машины, определяющие значения электромагнитного момента.

Представленные системы уравнений описывает процессы электромеханического преобразования энергии в трехфазной машине.

Общий вид исследуемой вибрационной транспортирующей установки представлен на рис. 2.8 [44].

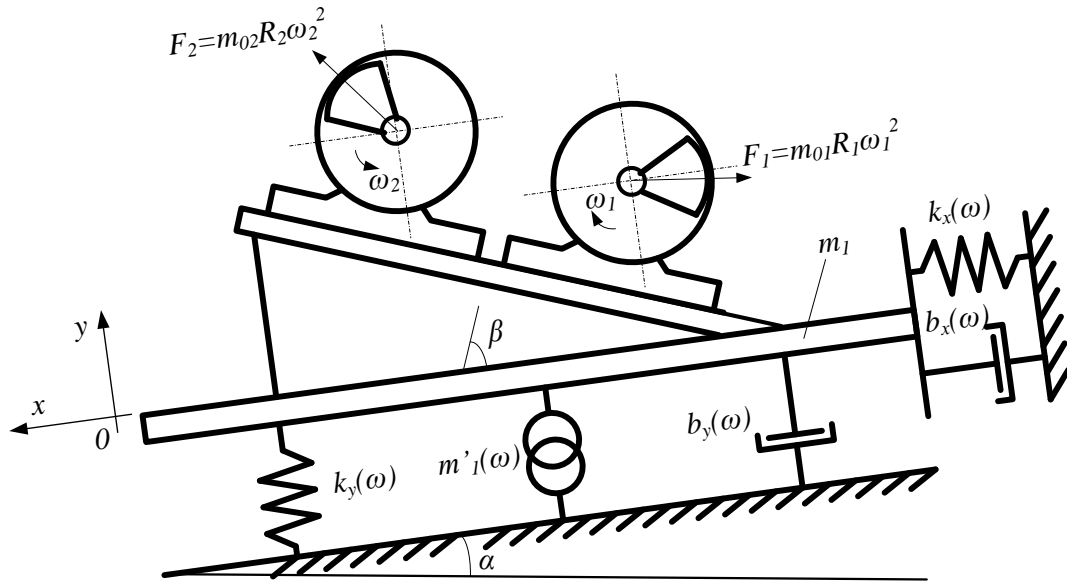


Рис. 2.8. Общий вид вибрационной транспортирующей установки

Уравнения движения представленной системы имеют вид:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} + b_x \frac{dx}{dt} + k_x x = m_{01} R_1 \omega_1^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega_1 t) + m_{02} R_2 \omega_2^2 \sin(\alpha + \beta) \sin(\omega_2 t) + F; \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} + b_y \frac{dy}{dt} + k_y y = m_{01} R_1 \omega_1^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega_1 t) + m_{02} R_2 \omega_2^2 \cos(\alpha + \beta) \sin(\omega_2 t) + N; \end{cases} \quad (2.84)$$

$$\begin{cases} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{ЭМ1} - M_{ВИБР1} - m_{01} R_1 g \sin(\omega_1 t) - M_{МЕХ1}; \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{ЭМ2} - M_{ВИБР2} - m_{02} R_2 g \sin(\omega_2 t) - M_{МЕХ2}. \end{cases} \quad (2.85)$$

где α и β – угол наклона виброплатформы к горизонту и угол направления колебаний;

m – масса грузонесущего органа с расположенными на нем двигателями и грузом;

m_{0i} – масса i -го дебаланса;

y и x – смещение грузонесущего органа по осям Y и X ;

R_i – эксцентриситет i -го дебаланса;

g – ускорение свободного падения;

b_y и b_x – коэффициенты сопротивления системы по осям Y и X ;

k_y и k_x – жесткости упругих связей по осям Y и X ;

J_i – приведенный момент инерции i -го электродвигателя;

$M_{ЭМi}$ – электромагнитный момент на валу i -го электродвигателя;

$M_{МЕХi}$ – момент сопротивления на валу i -го электродвигателя, обусловленный механическими потерями;

$M_{ВИБРi}$ – вибрационный момент на валу i -го электродвигателя;

ω_i – частота вращения вала i -го электродвигателя.

Уравнения (2.84) описывают движение виброплатформы согласно второму закону Ньютона в проекциях на оси X и Y соответственно, а уравнения (2.85) – равновесие моментов на валу двигателей 1 и 2 соответственно.

Согласно рассмотренным выше уравнениям была построена математическая модель вибрационной транспортирующей машины, асинхронного дебалансного вибродвигателя и пуско-тормозного конденсаторного устройства в программном комплексе MBTU 3.7 [31].

3 ИССЛЕДОВАНИЕ ПУСКОВЫХ РЕЖИМОВ ЗАРЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

В предыдущих разделах работы рассматривались способы уменьшения резонансных амплитуд вибрационной системы и их влияния как на вибровозбудитель АДВД, так и на вибрационную машину. Установлено, что актуальной является задача разработки и исследования эффективных способов ускоренного прохождения виброэлектродвигателем резонансных частот вибрационной машины.

В настоящей главе рассмотрен конденсаторный способ форсированного пуска АДВД в зарезонансную область работы вибрационного транспортера, а также исследовались следующие вопросы:

- 1) исследование влияния величины статического момента на процесс разгона АДВД зарезонансной вибрационной системы;
- 2) исследование влияния массы транспортируемого груза на пусковой режим работы АДВД и вибротранспортирующей машины;
- 3) исследование влияния величины емкости конденсаторов на пуск АДВД в зарезонансную область работы вибрационных транспортирующих машин;
- 4) исследование влияния несимметрии емкостей пусковых конденсаторов в фазах электродвигателя.

Исследование вибрационной системы проводилось при параметрах для промышленной вибрационной транспортирующей установки.

Параметры системы: $m=113$ кг, $b_x=1150$ Н/м, $b_y=1150$ Н/м, $c_x=316000$ кг·м/с², $c_y=316000$ кг·м/с², $\alpha=10^\circ$, $\beta=60^\circ$. Параметры АДВД: $P_H=1,1$ кВт, $n_H=1450$ об/мин, $R_1=9,53$ Ом, $L_1=0,037$ Гн, $R_2=5,619$ Ом, $L_2=0,029$ Гн, $L_m=0,447$ Гн, $J_\partial=0,0026$ кг/м², $m_{01н}=1,5$ кг, $r_1=0,05$ м, $m_{02н}=1,5$ кг, $r_2=0,05$ м.

Исследования поведения вибрационной системы и АДВД проводились с помощью, представленных во главе 2, дифференциальных уравнений. В виду получения с их помощью достаточных для инженерных расчетов результатов характеризующих систему в динамических режимах работы.

Результаты исследования пусковых режимов представлены в виде графиков частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуд колебаний вибрационного транспортера, полученных математическим моделированием при номинальных параметрах питающей сети.

3.1 Исследование влияния величины статического момента дебаланса на процесс разгона АДВД вибротранспортирующей машины

Оптимальные параметры ВТМ как и любой другой машины, определяются на основе ее технико-экономических показателей, оптимальными надо считать такие параметры, при которых обеспечивается минимум капитальных и эксплуатационных затрат на единицу выполненной машиной работы за время

ее эксплуатации. Величина этих затрат в значительной степени определяется параметрами режима ее работы и принципиально-конструктивным выполнением, которое также является в известной степени функцией режима работы машины [86, 87].

Известно, что производительность вибрационных транспортирующих машин, при прямолинейных колебаниях грузонесущего органа зависит от таких параметров режима работы, как амплитуда и частота колебаний, а также угла вибрации и угла наклона грузонесущего органа [87]. В зависимости от заданных параметров технологического процесса требуются различные амплитуды колебаний грузонесущего органа, что достигается изменением статического момента дебалансов M_{CT} АДВД.

Исследование влияние величины статического момента дебаланса на процесс пуска АДВД проводились в работе [29]. Анализ результатов исследований показывает, что скорость вибродвигателя в процессе асинхронного пуска нарастает неравномерно, при определенной величине статического момента дебаланса имеет место провал скорости в первый полупериод вращения до полной остановки ротора – критический режим $M_{CT}=1,18M_{II}$. При этом время пускового процесса наибольшее. В общем случае, соотношение пускового момента АДВД и статического момента дебаланса влияющее на пуск, зависит от встречающихся в рабочем режиме механических сопротивлений, а характер их изменения может быть различен. Однако, данные исследования осуществлялись с дорезонансной настройкой системы и, следовательно, не учитывались динамические сопротивления, вызванные прохождением машины через область резонанса.

В связи с этим в представленной работе исследуется влияния величины статического момента, на процесс пуска машины с зарезонансной настройкой и учетом динамических сопротивлений. Для сравнительной оценки поведения АДВД при различных значениях статического момента дебаланса, за базовый вариант примем начальное значение $M_{CT}=0,05M_{CT}$ и $m_1'=0$ кг, где M_{II} – пусковой момент вибродвигателя (рис. 3.1). Из рисунка видно, что установление номинальной частоты вращения происходит за достаточно малый промежуток времени.

Последующим значением M_{CT} принято соотношение $M_{CT}=0,2M_{II}$ (рис. 3.2). Как видно, на рис. 3.2 статический момент дебаланса оказывает существенное влияние не только на длительность переходных процессов, но и на характер их протекания. Из рисунка можно заключить, что нарастание частоты вращения АДВД до установившегося значения происходит за больший промежуток времени с провалами в определенные моменты времени. График электромагнитного момента показывает, что в стационарном режиме АДВД работает в точке электромеханической характеристики близкой к критической, это обуславливает увеличение токовых нагрузок на асинхронный вибродвигатель. Кроме того, с увеличением статического момента дебаланса количество значительных по величине бросков переходного электромагнитного

момента в начале процесса пуска увеличивается. Данное явление объясняется тем, что некоторые коэффициенты затухания свободных составляющих электромагнитного момента при малой скорости весьма малы [83]. Поэтому если статический момент дебаланса увеличивается, то вибродвигатель относительно длительно будет работать на низких скоростях, где малы коэффициенты затухания, что и определяет более медленное затухание электромагнитного процесса.

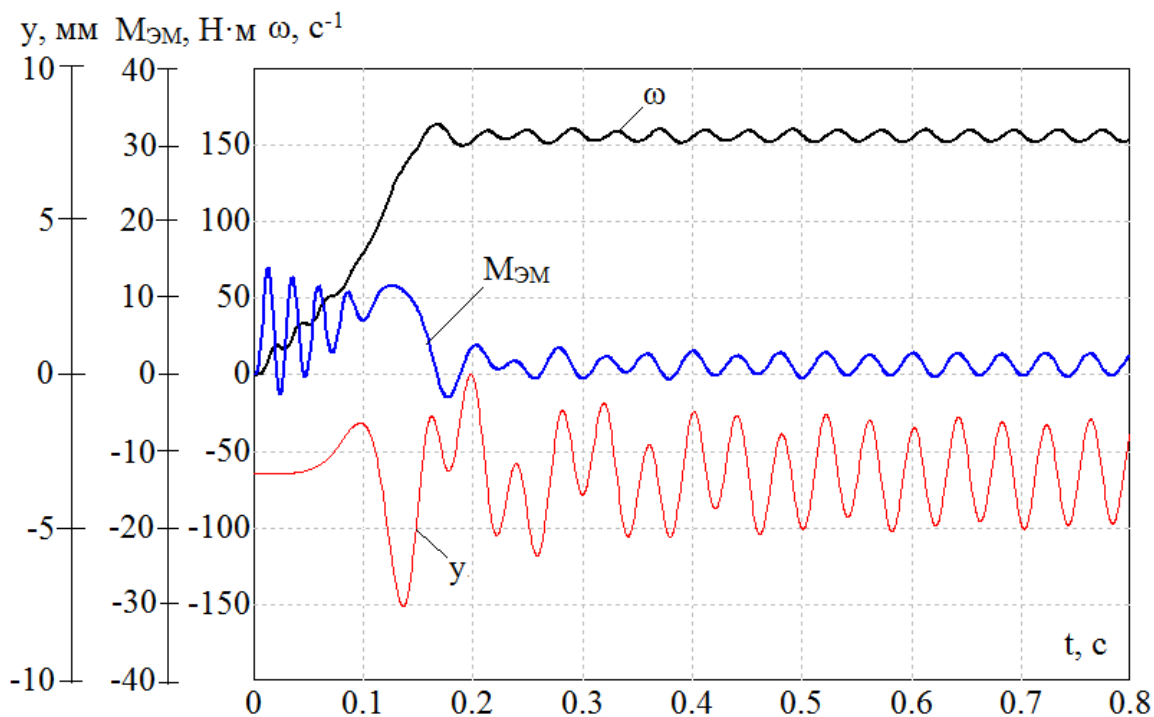


Рис. 3.1. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,05M_D$

График изменения амплитуды колебаний по оси Y (рис. 3.2) характеризуется возрастанием амплитуды при прохождении АДВД резонансной области и уменьшением ее значения при установлении частоты вращения вибродвигателя. Увеличение начальных значений амплитуд колебаний объясняется уменьшением темпа нарастания скорости АДВД и длительным нахождением рабочей точки механической характеристики вибродвигателя в области собственных частот механической системы. Этим подтверждается вывод, заключенный в главе 1, что в резонансной области по мере увеличения амплитуды колебаний и момента сопротивления системы, темп роста частоты вращения АДВД существенно замедляется, а это приводит к затяжному пуску. Характер изменения начальных переходных амплитуд колебаний также объясняется поведением электромагнитного момента и частоты вращения вибродвигателя.

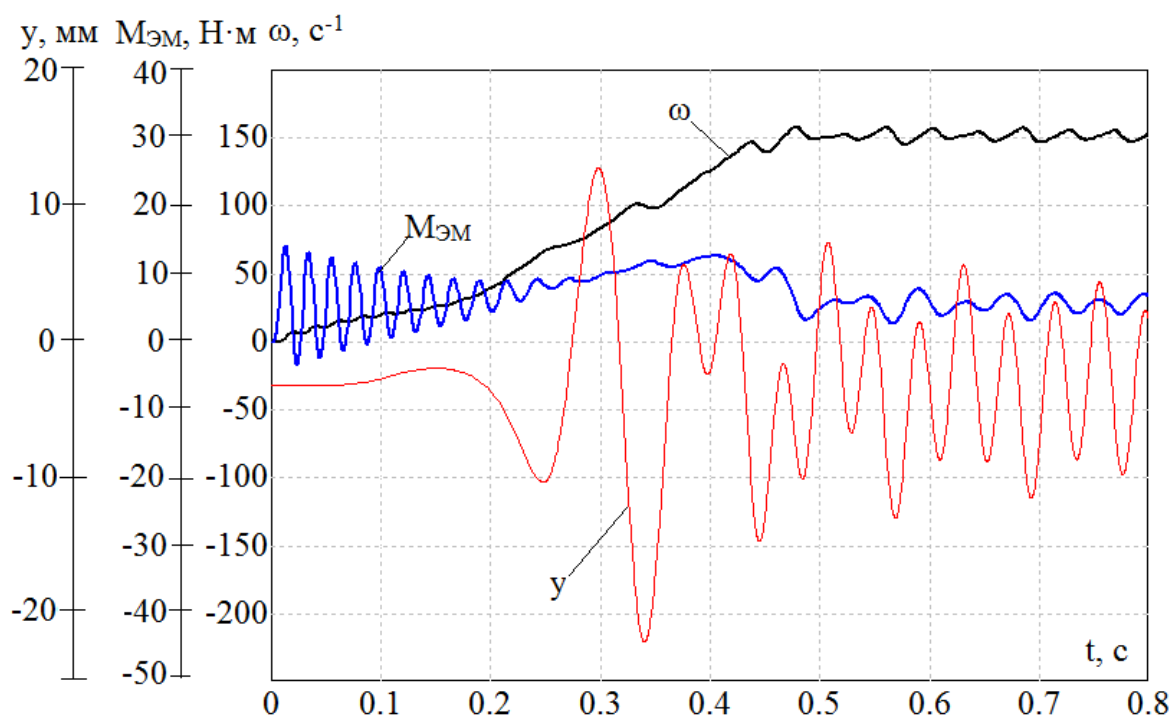


Рис. 3.2. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{П}$

Постепенное увеличение статического момента дебаланса $M_{CT}=0,4M_{П}$ приводит к увеличению продолжительности колебаний пускового электромагнитного момента виброэлектродвигателя и установлению его частоты вращения в процессе разгона на резонансной частоте вибрационной системы (рис. 3.3). График изменения электромагнитного момента показывает, что в стационарном режиме АДВД работает в критической точке электромеханической характеристики. Кроме того, указанный режим работы характеризуется максимальными значениями токов в обмотках статора вибродвигателя, обусловленными возросшими значениями вибрационного и статического моментов сопротивления. Колебания частоты вращения АДВД в установившемся режиме объясняется изменениями переменного вибрационного момента. График изменения амплитуды колебаний по оси Y (рис. 3.3) имеют выраженное возрастание резонансных амплитуд колебаний вибротранспортирующей машины.

Следует отметить, что в работе [29] критический режим системы с дорезонансной настройкой наступает при соотношении $M_{CT}=1,18M_{П}$, в случае же зарезонансной настройки машины и при равнозначных мощностях АДВД, недопустимый режим наблюдается при соотношении $M_{CT}=0,4M_{П}$. Объясняется это учетом дополнительных силовых нагрузок на приводной механизм в диапазоне резонансных частот колебательной системы. Дальнейшее увеличение статического момента дебаланса M_{CT} приводит к постепенному увеличению времени переходных процессов электромагнитного момента и частоты

вращения вибродвигателя, вибрационного момента и амплитуд колебаний системы.

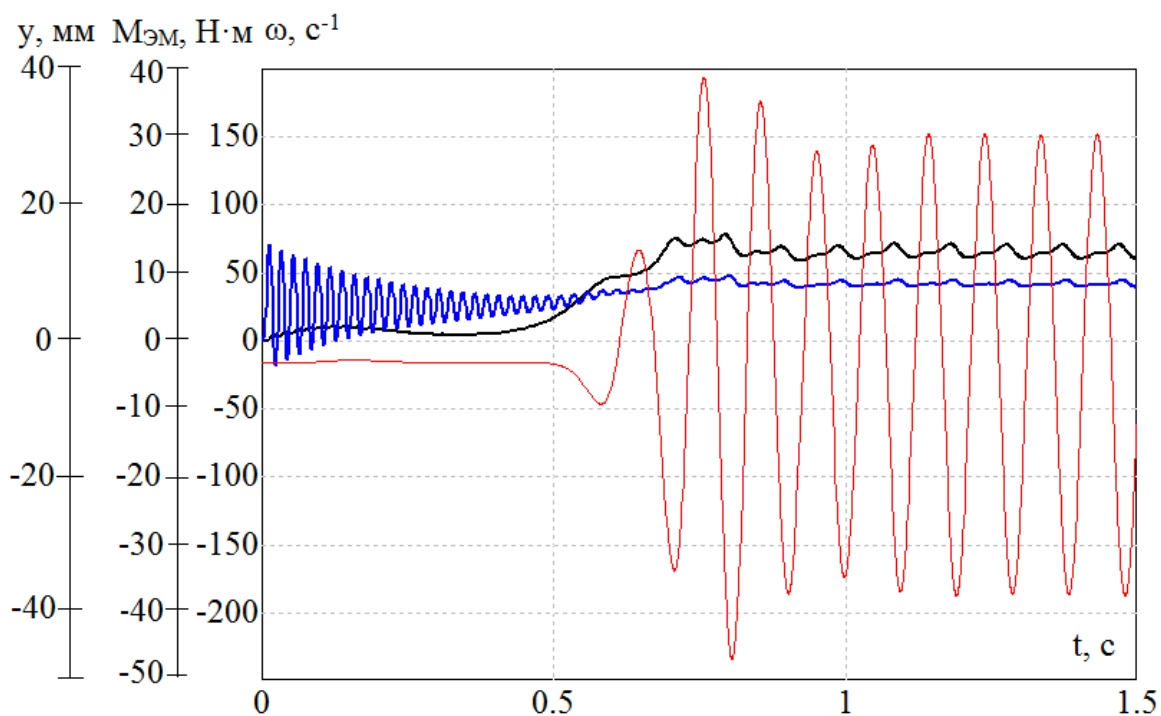


Рис. 3.3. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,4M_{II}$

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что частота вращения АДВД при прямом пуске в резонансную зону работы ВТМ существенно зависит от величины статического момента дебаланса. При больших значениях статического момента дебаланса наблюдаются провалы электромагнитного момента и частоты вращения АДВД, вызывающих значительное увеличение момента сопротивления приложенного к вибродвигателю и критических амплитуд колебаний вибрационного транспортера. Также возможно «застревание» частоты вращения АДВД в области резонансных частот колебательной системы ($M_{CT}=0,4M_{II}$) с максимальными токовыми нагрузками в обмотках статора АДВД. Для исключения или уменьшения негативного влияния резонансных частот необходимо увеличение темпа нарастания частоты вращения АДВД за счет повышения пускового момента виброэлектродвигателя, то есть форсированного пуска.

3.2 Исследование влияния массы транспортируемого груза на пусковой режим работы вибротранспортирующей машины

В главе 2 представлено математическое описание вибрационного момента сопротивления $M_{ВИБР}$ (2.33-2.36) вибрационной транспортирующей машины. Из

представленных выражений видно, что при различных значениях масс вращающихся частей и транспортируемого груза величины вибрационного момента нагрузки будут различны. Таким образом, длительность протекания электромагнитных переходных процессов, следовательно, длительность пульсаций электромагнитного момента и частоты вращения АДВД напрямую зависит от начального вибрационного момента нагрузки. В свою очередь пульсация электромагнитного момента и частоты вращения оказывает существенное влияние на характер механических переходных процессов и исход успешного завершения пускового процесса.

В работе [88] сравнивается характеристика двигателя, серии АО, с характеристикой вибромашины, отмечается, что характеристика загруженной машины весьма хорошо согласуется с характеристикой двигателя. В тоже время характеристика машины на холостом ходу является прямой противоположностью характеристики двигателя. Так для обеспечения оптимальных пусковых и тормозных режимов работы зарезонансной вибротранспортирующей машины большой интерес представляет поведение системы с АДВД при различных значениях массы транспортируемого груза.

В разделе исследуется поведение АДВД серии ИВ и зарезонансной вибрационной транспортирующей машины при пуске с различной массой транспортируемого груза m_1' . На рис. 3.4 приведены полученные с помощью математической модели графики частоты вращения и электромагнитного момента АДВД при пуске вибротранспортирующей машины с $m_1'=25$ кг и $M_{CT}=0,2M_{II}$. Рассматривая графики рис. 3.4 можно прийти к заключению, что при разгоне АДВД преодолевает значительные сопротивления, так как выходит на номинальную скорость со значительными по величине бросками и провалами электромагнитного момента. Видимые начальные колебания частоты вращения могут быть связаны с присутствием переменной составляющей электромагнитного момента [83, 90, 91] возникающего в результате продолжительного переходного процесса намагничивания магнитопровода АДВД и соответствующего ему тока намагничивания. Последующие колебания электромагнитного момента возле среднего значения в установившемся режиме связаны с переменным характером вибрационного момента и статического момента дебаланса.

Соответствующий указанным параметрам системы график изменения амплитуды колебаний по оси Y представлен на рис. 3.4. Из графика можно наблюдать уменьшение начальных переходных амплитуд колебаний по сравнению с холостым режимом работы вибрационной машины (рис. 3.2). Следует отметить, что возможны более критические максимальные значения амплитуды колебаний по сравнению с указанным примером, вызванные изменениями параметров вибрационной системы.

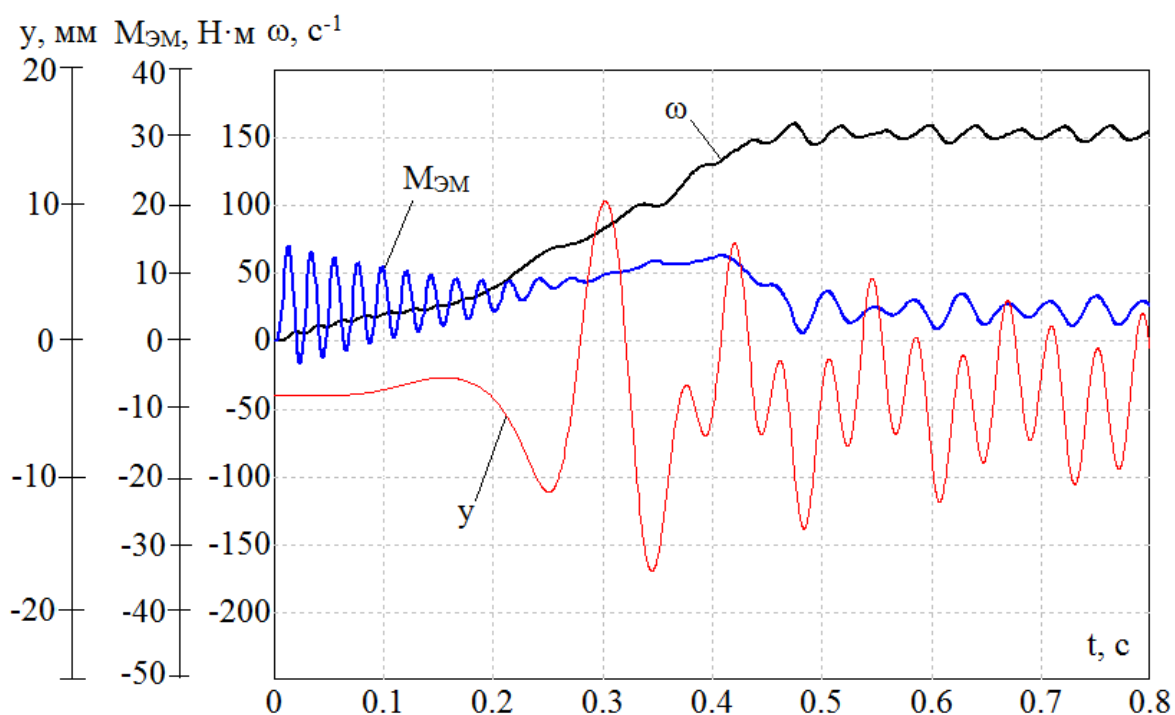


Рис. 3.4. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$ и $m_1'=25$ кг

При увеличении массы транспортируемого груза $m_1'=50$ кг на графиках (рис. 3.5) наблюдается увеличение провалов частоты вращения и электромагнитного момента вибродвигателя в установившемся режиме работы, связанных с возрастанием величины вибрационного момента нагрузки. Увеличение вибрационного момента нагрузки вызвано изменением соответствующих коэффициентов демпфирования и собственной частоты колебаний системы в выражениях (2.32-2.36).

Рассматривая график колебаний системы при той же массе груза, представленный на рис. 3.5, можно наблюдать значительное уменьшение максимальных резонансных и рабочих значений амплитуд по сравнению с рассмотренным ранее примером. Данный результат объясняется тем, что силы сопротивления, действующие на машину со стороны груза, ограничивают амплитуды колебаний машины при прохождении резонансной области. При этом мощность, рассеиваемая в упругой системе, уменьшается (она пропорциональна квадрату амплитуды), а дополнительные затраты мощности, связанные с наличием груза незначительны [86, 87, 88]. Полученный результат может быть использован для уменьшения пусковых резонансных амплитуд для различных вибрационных устройств, для вибротранспортирующих машин в частности. Однако следует отметить, что переходные процессы механической системы, связанные с установлением рабочих амплитуд колебаний, затухают за значительный промежуток времени и могут негативно повлиять на процесс транспортирования на начальном этапе. Данные переходные колебания

вызваны пусковыми электромагнитными процессами, происходящими в АДВД при увеличении вибрационного момента сопротивления.

Последовательное увеличение массы транспортируемого груза $m_1' = 100 \text{ кг}$ приводит к увеличению провалов частоты вращения и электромагнитного момента, обусловленных значительным возрастанием вибрационного момента. Увеличение значений вибрационного момента также приводит, в дальнейшем, к возрастанию токовых нагрузок на приводной электродвигатель и потреблению системой значительной мощности. Увеличение массы груза способствует плавному уменьшению значений резонансных амплитуд колебаний, однако это приводит к неоправданному увеличению нагрузки на механическую и электромеханическую части вибрационной системы, что может неблагоприятно сказаться на эксплуатационных характеристиках машины.

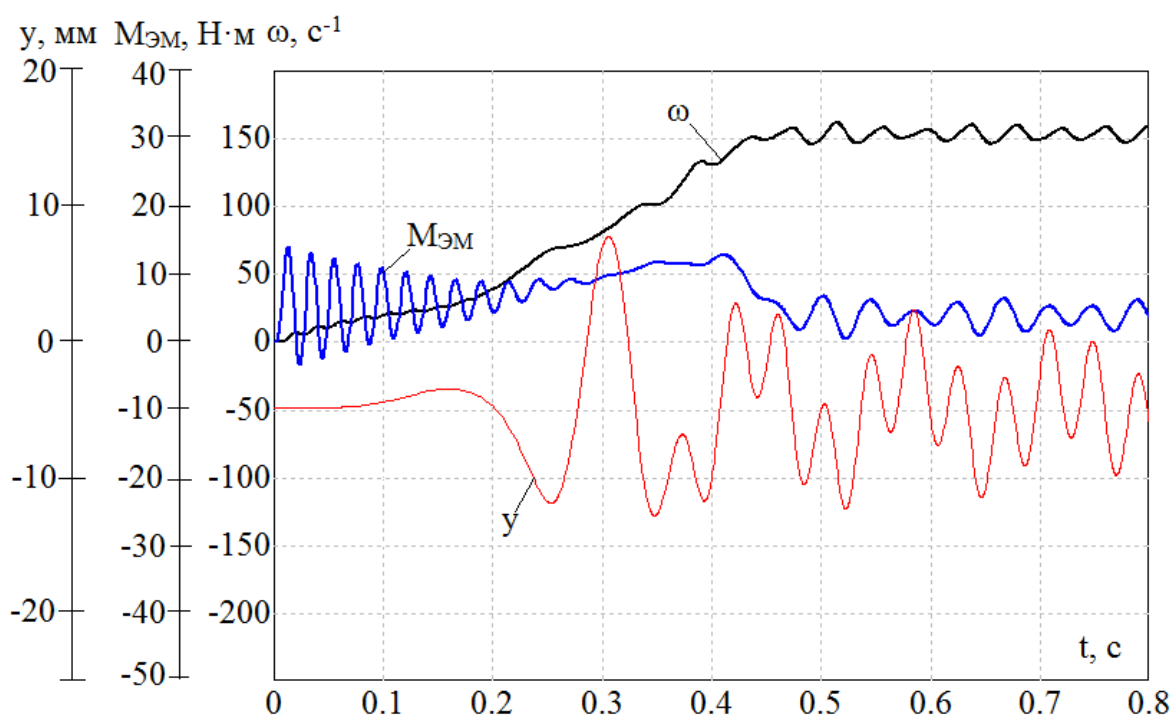


Рис. 3.5. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT} = 0,2M_{II}$ и $m_1' = 50 \text{ кг}$

Таким образом, для облегчения перехода через резонанс можно рекомендовать пускать машину с технологической нагрузкой. Однако следует отметить, что пуск машины следует производить при умеренных нагрузках обусловленных конструкцией машины. Так как при чрезмерных нагрузках потребление мощности может оказаться значительным, а действие груза на машину может неблагоприятно сказаться как на процессе транспортирования, так и на целостности машины в целом. Аналогичные выводы были сделаны в работах [26, 82]. Кроме того, полученный результат дает предпосылки для

создания более экономичных вибротранспортирующих машин с двумя грузонесущими органами, с зарезонансной настройкой соответствующей небольшим амплитудам колебаний нижнего грузонесущего органа и резонансной настройкой соответствующей большим амплитудам колебаний верхнего при той же мощности АДВД. Данный тип машин подробно исследован в работах [81].

3.3 Исследование пусковых режимов АДВД вибрационных транспортирующих машин с подключенными конденсаторами в зарезонансную зону

В настоящей работе, для осуществления форсированного пуска АДВД рассматривается конденсаторный способ. Суть конденсаторных способов пуска состоит в том, что с целью уменьшения или увеличения пускового тока двигателя и увеличения коэффициента мощности применяют пусковые контуры, составной частью которых является статические конденсаторы, последовательно или параллельно подключенные к обмоткам электродвигателя во время пуска [23].

Исследование процесса пуска АДВД в зарезонансную область работы с пусковыми конденсаторами в цепи статора проводилось с соотношением $M_{CT}=0,25M_{II}$ и массой транспортируемого груза $m_I'=25$ кг.

Для форсированного пуска электродвигателя с вибрационной нагрузкой подбирались оптимальные значения емкости конденсаторов, обеспечивающие максимально быстрое прохождение колебательной системой области резонанса. Результаты математического моделирования представлены в виде графиков частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуд колебаний вибрационной системы.

В целях адекватной сравнительной оценки результатов полученных при различных значениях емкостей пусковых конденсаторов приведем графики для прямого пуска вибрационного транспортера при указанных параметрах статического момента дебаланса и массы транспортируемого груза (рис. 3.6).

На рис. 3.7-3.9 представлены полученные с помощью математической модели пусковые графики вибродвигателя с вибрационной нагрузкой при различных значениях емкости пусковых конденсаторов в цепи статора. При увеличении емкости начальный максимальный электромагнитный момент увеличивается, а затем уменьшается. Это объясняется первоначальной компенсацией индуктивного сопротивления обмотки статора емкостным сопротивлением.

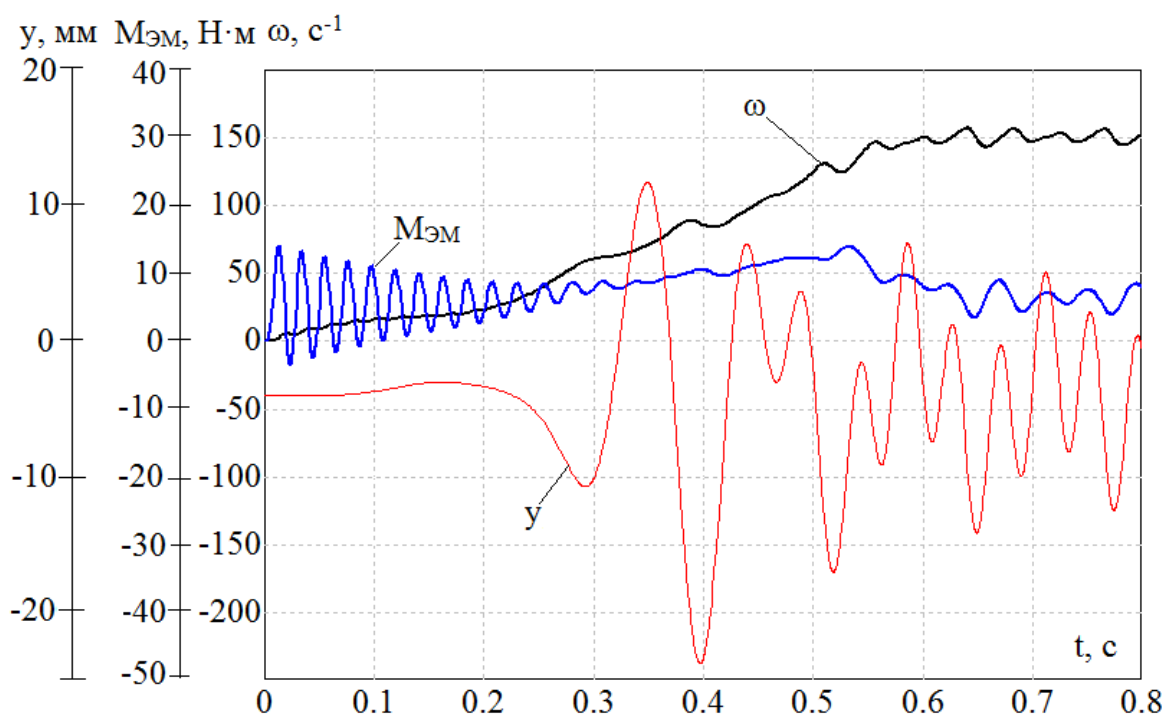


Рис. 3.6. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,25M_{II}$, $m_1'=25$ кг и прямом пуске

На рис. 3.7 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний вибрационной системы, полученные при значении пусковой емкости последовательно подключаемой к статорной цепи равной 100 мкФ.

Анализируя рис. 3.7 можно заключить, что введение уже незначительной пусковой емкости приводит к увеличению пускового момента вибродвигателя и сокращению времени переходного процесса при разгоне. Кроме того, отсутствуют начальные колебания электромагнитного момента, предшествовавшие прямому пуску АДВД с аналогичными параметрами системы. Объясняется данный результат тем, что благодаря улучшению коэффициента мощности цепи значения апериодических составляющих токов, а следовательно, и ударных знакопеременных составляющих момента уменьшаются [46, 83]. Однако, с течением времени наблюдаются дополнительные колебания электромагнитного момента связанные с возникновением электромагнитных переходных процессов при отключении пусковых конденсаторов от статорной цепи. Для уменьшения дополнительных колебаний момента можно рекомендовать производить отключения конденсаторов при прохождении тока в фазах статора вблизи нулевого значения.

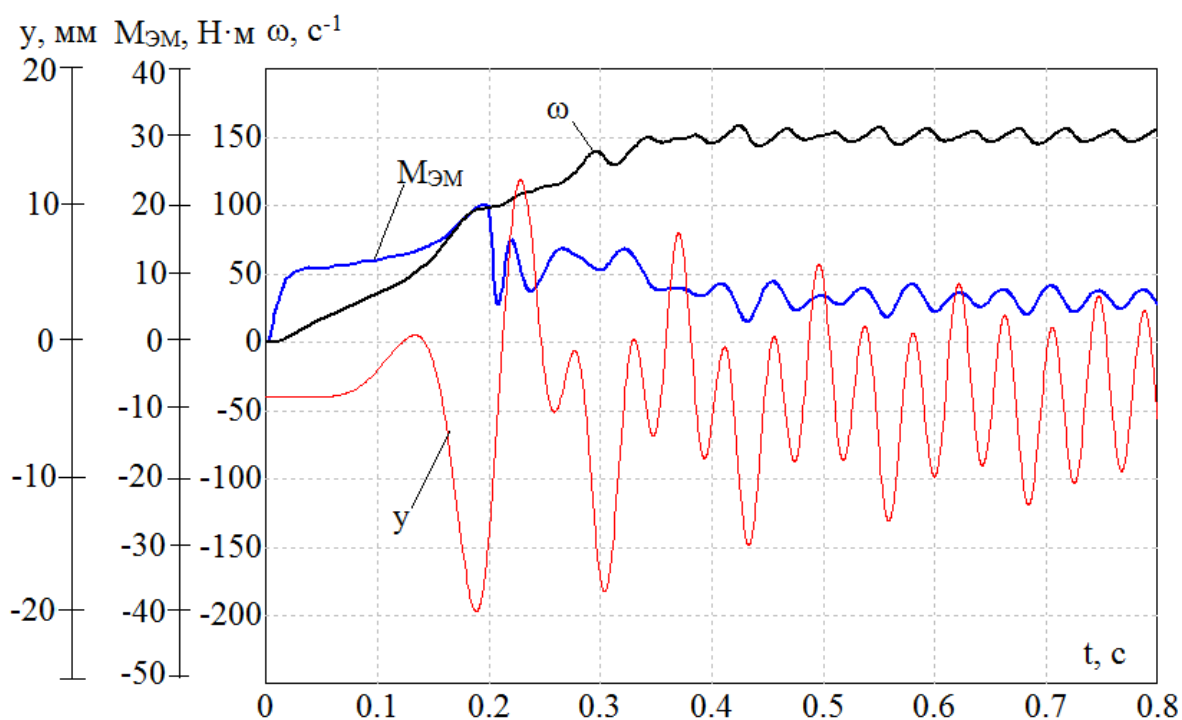


Рис. 3.7. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,25M_{П}$, $m_1'=25$ кг и $C_{П}=100$ мкФ

Рассматривая график колебаний системы (рис. 3.7), можно сделать вывод, что сокращение времени разгона и увеличение максимального пускового момента в начальный момент времени положительно сказывается на уменьшении длительности переходного процесса механической вибрационной системы характерным для прямого пуска с рассматриваемой массой груза и статического момента дебаланса АДВД. Уменьшение механической постоянной времени, благоприятно сказывается на дальнейших электромагнитных процессах, протекающих в вибродвигателе. В результате максимальные переходные амплитуды уменьшились на 16,6% от аналогичных амплитуд при прямом пуске.

При увеличении пусковой емкости до значения равному 170 мкФ можно наблюдать существенное увеличение максимального пускового момента и существенному сокращению времени установления частоты вращения АДВД (рис. 3.8). Увеличение пускового момента также привело к повышению максимальных значений амплитуд переходного электромагнитного момента связанных с коммутацией конденсаторов. Объясняется это как коммутацией значительных пусковых токов, характерных для форсированного пуска АДВД, так и возможным постепенным нарушением электромагнитной устойчивости, в виде электрического резонанса (самовозбуждения АДВД), в цепи содержащей последовательно соединенные индуктивности и емкости.

Полученный результат существенно сокращает максимальные значения амплитуду колебаний системы (на 20%), изображенную на рис. 3.8. Из результатов исследования следует, что конденсаторный пуск АДВД благоприятно протекает с точки зрения как начальных электромагнитных переходных процессов с получением максимального пускового момента вибродвигателя, так и в колебательных процессах вибрационной системы.

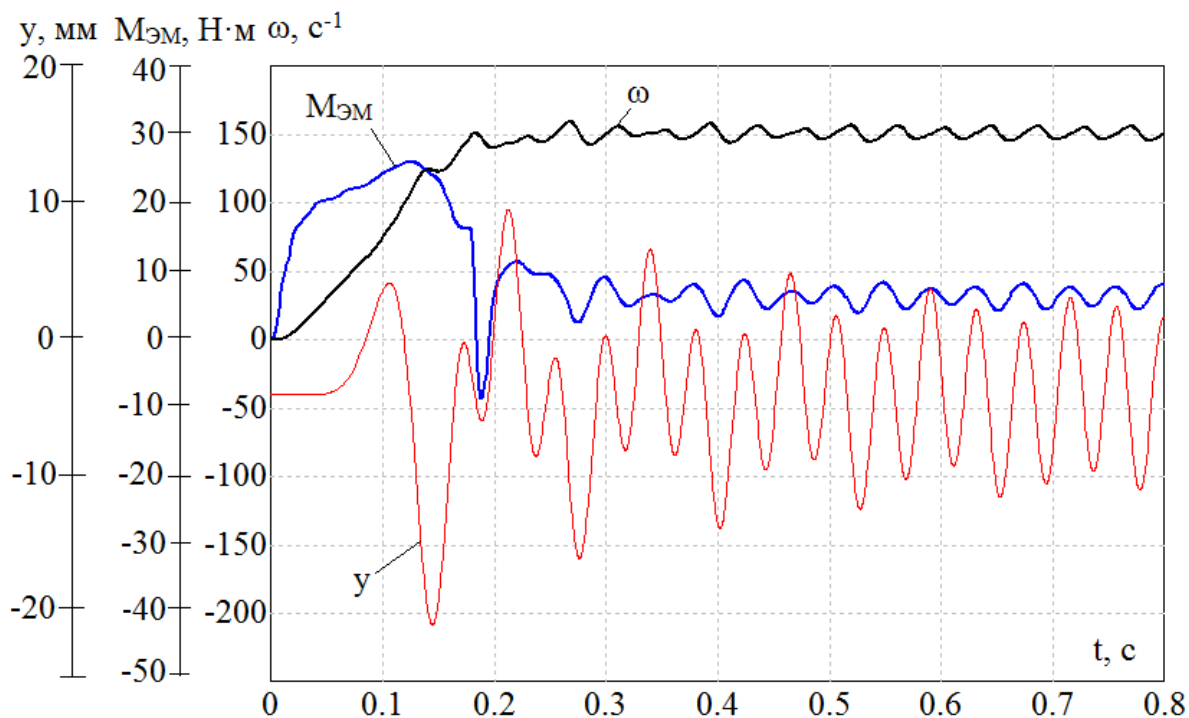


Рис. 3.8. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,25M_{II}$, $m_1'=25$ кг и $C_{II}=170$ мкФ

Отсюда следует, что лучше всего подбирать емкость из условия обеспечения ускоренного прохождения АДВД резонансной области, т. е. обеспечения максимального пускового момента и исключения явления самовозбуждения электродвигателя.

Постепенное увеличение пусковой емкости ведет к существенному уменьшению пускового момента и постепенному увеличению резонансных амплитуд колебаний системы до прежних значений. Значительное увеличение пусковой емкости, $C_{II}=400$ мкФ, приводит к увеличению времени запуска АДВД (рис. 3.9), существенному уменьшению максимально момента и нерациональному использованию конденсаторов, это связано с уменьшением емкостного сопротивления компенсирующего индуктивное сопротивление обмотки статора. Результатом значительного увеличения пусковой емкости также является появление начальных колебаний электромагнитного момента связанных с длительно затухающим переходным процессом свободной

составляющей намагничивающего тока. Для уменьшения длительности и амплитуды пульсаций пускового момента АДВД необходимо применять методы ускоренного намагничивания магнитопровода двигателя [90, 91], что было сделано в рассматриваемых выше примерах.

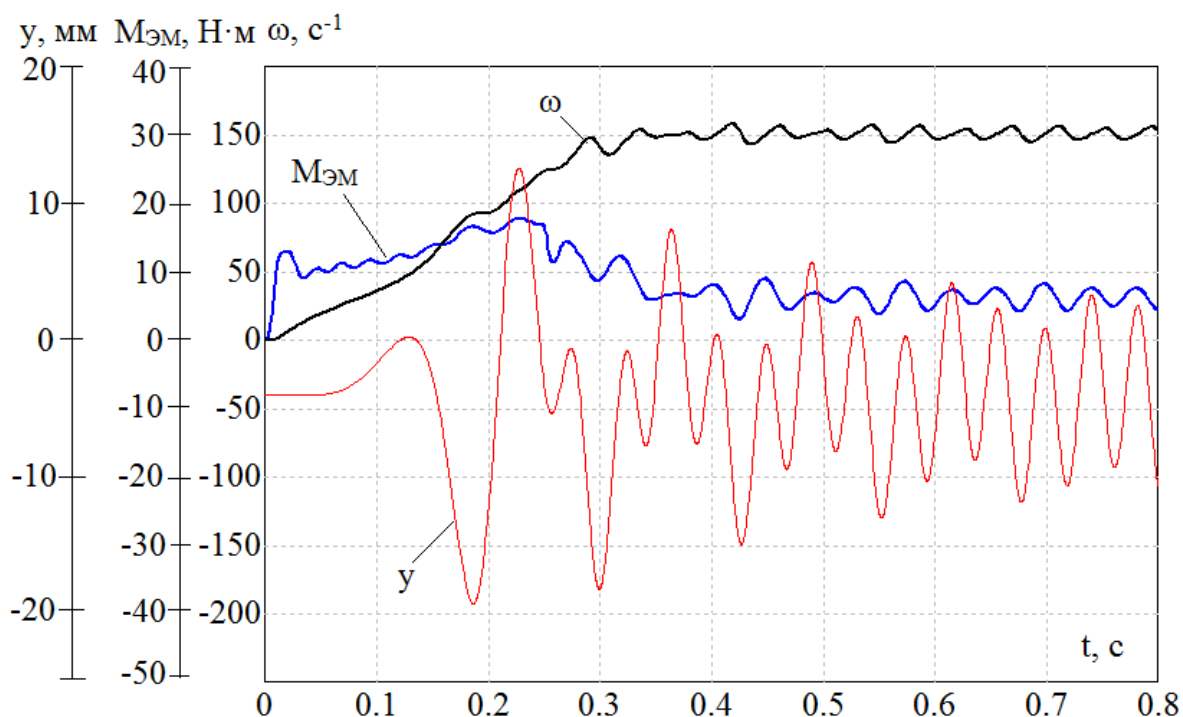


Рис. 3.9. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{СТ}=0,25M_{П}$, $m_1'=25$ кг и $C_{П}=400$ мкФ

В результате исследования конденсаторного пуска АДВД вибрационных транспортирующих машин с помощью математической модели, была построена зависимость максимального пускового момента и времени пуска от величины емкости пусковых конденсаторов (рис. 3.10).

Анализируя полученную зависимость можно заключить, что использование конденсаторов подключаемых к обмоткам статора АДВД во время пуска в диапазоне определенных значений емкости существенно повышает пусковой момент АДВД, а также позволяет сократить, за счет быстрого прохождения вибрационной системой зоны резонанса, значения начальных амплитуд колебаний. Уменьшение указанных амплитуд позволит существенно увеличить период межремонтного пробега вибрационных систем и узлов в них входящих. При этом длительная работа конденсаторов может привести к возникновению неблагоприятного эффекта самовозбуждения АДВД. Самовозбуждение может сопровождаться явлением самораскачивания, т. е. периодическим колебаниям роторов машин. Коммутация конденсаторов также может вызвать повышение напряжений и токов по сравнению с их

номинальными значениями [83]. В работе [56, 76, 83] рассмотрены методы позволяющие избежать условия развития электрического резонанса.

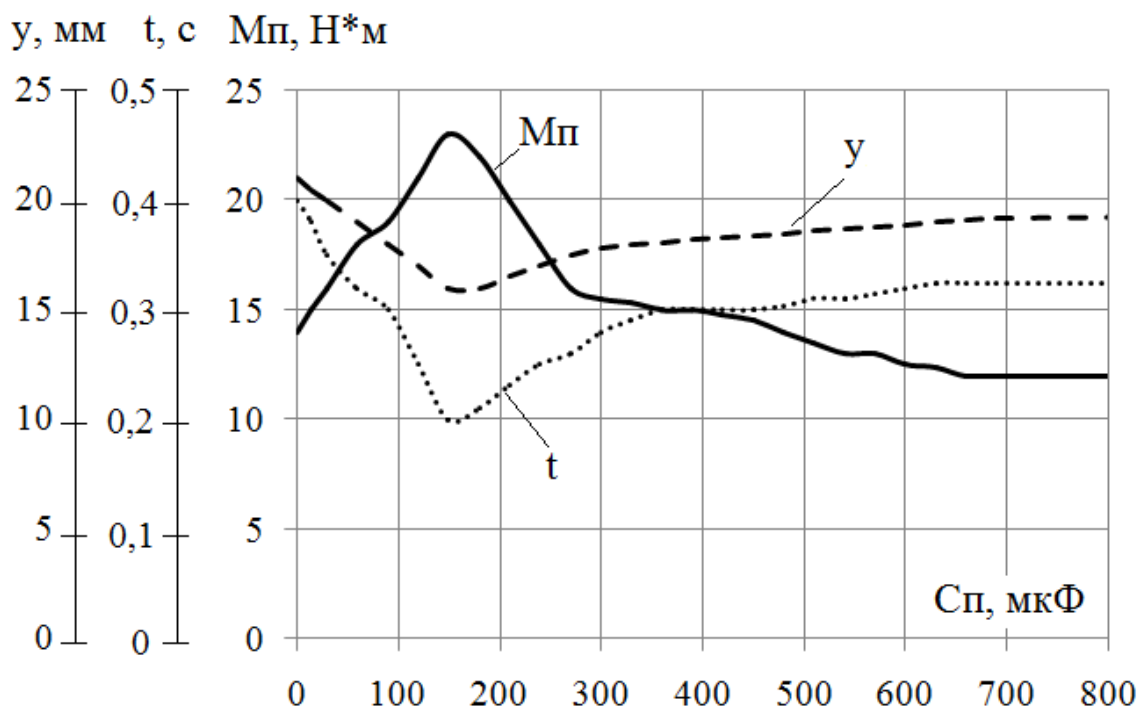


Рис. 3.10. Зависимость пускового электромагнитного момента и времени пуска АДВД от величины емкости пусковых конденсаторов

В представленных исследованиях для исключения эффекта самовозбуждения электродвигателя производилось своевременное отключение конденсаторов до наступления указанного резонанса. Поэтому следует рекомендовать выбор емкости конденсаторов из условия, как обеспечения максимального пускового электромагнитного момента, так и исключения возможности возникновения электрического резонанса.

3.4 Методика расчета и выбора конденсаторов для пуска АДВД ВТМ

Из сказанного можно рекомендовать следующую методику расчета и выбора пусковых конденсаторов:

Из заданного пускового момента вибрационного механизма $M_{п.Мех}$ определяется минимально допустимый пусковой момент асинхронного вибродвигателя $M_{п.доп}$:

$$M_{п.доп} \geq kM_{п.Мех}, \quad (3.1)$$

где коэффициент $k=(1,1-1,2)$ выбирается из условия обеспечения надежного пуска.

Определяется емкостное сопротивление пускового конденсатора обеспечивающее необходимый пусковой ток $I_{П.ДОП}$ электродвигателя и соответственно $M_{П.ДОП}$:

$$I_{П.ДОП} = \frac{U_H}{r_s + j(x_{sL} - x_{C.ДОП})},$$

$$x_{C.ДОП} = x_{s.L} - \sqrt{\frac{U_H^2}{I_{П.ДОП}^2} - r_s^2}, \quad (3.2)$$

где U_H – номинальное линейное напряжение питающей сети; r_s , $x_{s.L}$ – активное и индуктивное сопротивления обмотки статора.

Максимальный пусковой ток и момент будет получен при равенстве $x_{C.ДОП} = x_{s.L}$. Однако, данное обстоятельство сопровождается возникновением электрического резонанса. Следовательно, для получения максимального пускового тока и исключения условия возникновения самовозбуждения АДВД можно рекомендовать выбор пусковой емкости конденсатора из следующих соображений:

$$x_{s.L} > x_{C.ДОП}. \quad (3.3)$$

Задаваясь емкостным сопротивлением пускового конденсатора, определяют его эквивалентную емкость:

$$C_{П.ДОП} = \frac{10^6}{2\pi f_H x_{C.ДОП}} \text{ мкФ} \quad (3.4)$$

где f_H – номинальная частота питающей сети.

И так, при расчете и выборе емкости конденсаторов необходимо исключать равенство индуктивного сопротивления обмотки статора и емкостного сопротивления подключаемых конденсаторов для ограничения резонансных частот контура LC . Учитывая разброс в величине емкости конденсаторов, рекомендуемое соотношение $x_{C.ДОП} = (0,8 \div 0,9)x_{s.L}$. Неучет данного обстоятельства может привести к критическим режимам работы, как механической системы, так и к аварийным режимам работы электродвигателя с максимально-допустимыми токами в обмотках статора.

3.5 Работа АДВД при несимметрии емкости подключаемых конденсаторов

Как известно любой активный и реактивный элемент имеет класс точности, указывающий допустимое отклонение значения параметра от номинальной величины. Например, класс точности конденсатора показывает допустимое отклонение емкости в процентах от номинальной величины. Конденсаторы широкого применения выпускают трех классов точности ГОСТ 9661 – 73: I класс – с допустимым отклонением $\pm 5\%$, II класс – $\pm 10\%$, III – $\pm 20\%$. Отсюда следует, что применение конденсаторов различных классов точности для пуска АДВД, из-за разброса в параметрах, может привести к

возникновению несимметричных режимов работы системы. Поэтому целесообразно провести исследования влияния отклонения емкости конденсаторов от номинальных значений на процесс пуска и разгона вибрационной системы и электродвигателя. Исследования с помощью математической модели проводились при соотношении $M_{CT}=0,25M_{II}$, $m_1'=25$ кг и $C_{II}=170$ мкФ, оставшиеся параметры системы не изменились.

На рис. 3.11 представлены осциллограммы пуска АДВД и вибрационной системы при отклонении емкости конденсатора в фазе *A* на -20% от номинального значения. Сравнивая рис. 3.8 и рис. 3.11 можно заключить, что отклонение емкости в одной фазе привело к продолжительному колебанию начального электромагнитного момента, связан полученный результат с переходными процессами свободных составляющих намагничивающего тока вибродвигателя. Кроме того, отклонение значение емкости конденсатора в одной фазе послужило увеличению амплитуд колебаний электромагнитного момента после отключения конденсаторов. Рассматривая осциллограммы колебаний системы при тех же параметрах конденсаторов можно заключить, что отклонение емкости подключаемых конденсаторов только лишь в одной фазе АДВД приводит к увеличению резонансных амплитуд колебаний на 20%.

На рис. 3.12 представлены полученные с помощью математической модели графики пуска АДВД и вибрационной системы при отклонении емкостей пусковых конденсаторов на -20% в фазе *A* и +20% в фазе *C*. Результаты исследования показали, что отклонение емкостей конденсаторов в указанных пределах также приводят к колебательным процессам пускового электромагнитного момента со значительными амплитудами. Анализируя характеристику колебаний вибрационной системы, представленную на рис. 3.12, можно говорить о дальнейшем увеличении (на 25%) рассматриваемых ранее резонансных амплитуд ВТМ и времени разгона вибровозбудителя.

Увеличение указанных амплитуд колебаний связано с электромагнитными и электромеханическими процессами, происходящими в вибродвигателе.

При учете отклонений емкости конденсаторов в трех фазах АДВД в соотношениях – фаза *A* -20%, фаза *B* +20% и фаза *C* -20% наблюдается дальнейшее увеличение начальных резонансных амплитуд колебаний системы и времени разгона вибровозбудителя.

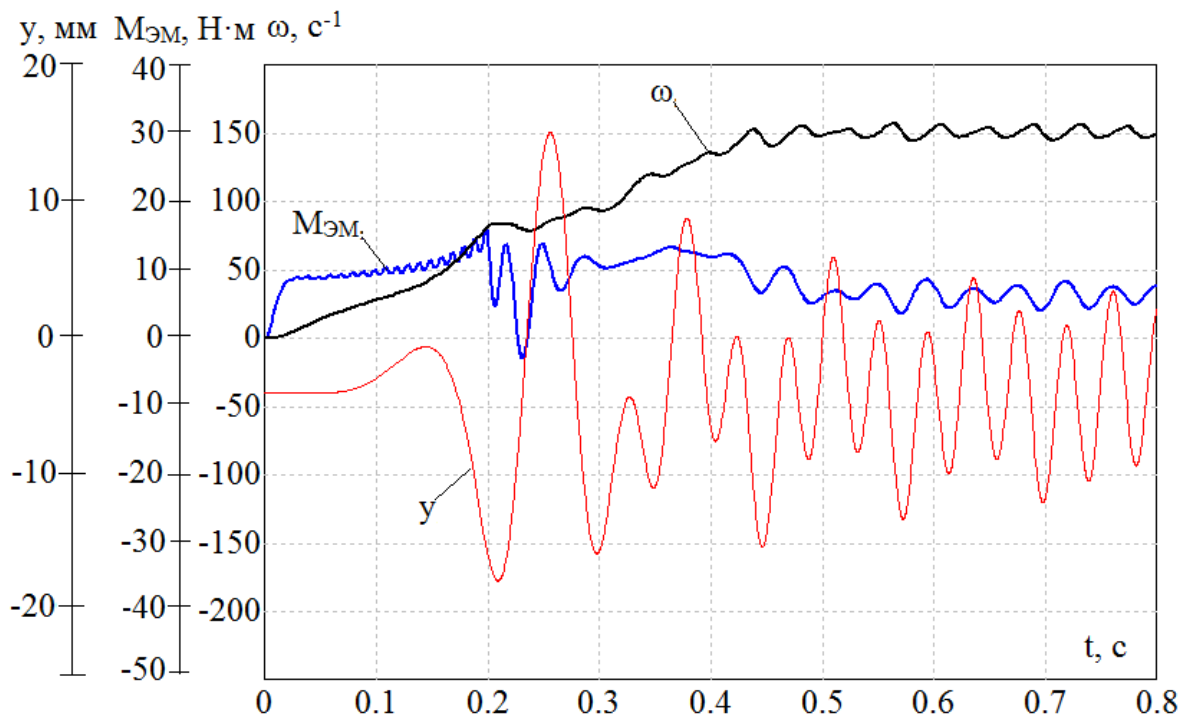


Рис. 3.11. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуда колебаний системы по оси Y при отклонении емкости конденсатора в фазе A на -20%

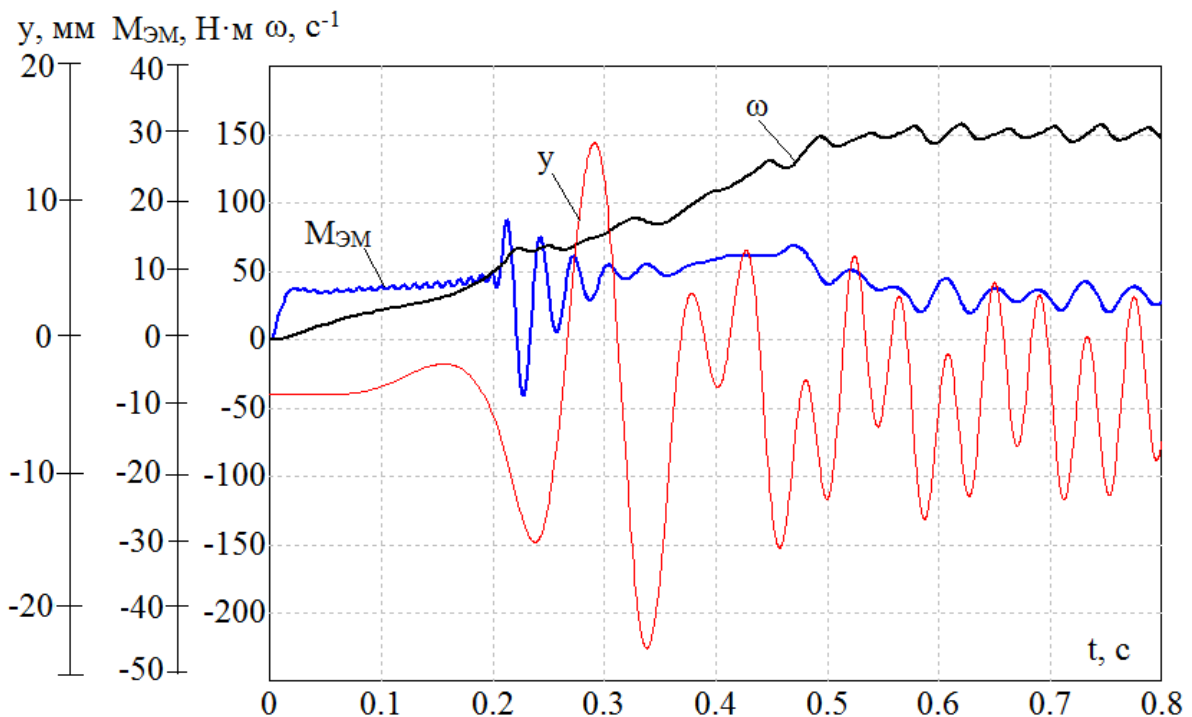


Рис. 3.12. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуда колебаний системы по оси Y при отклонении емкости конденсатора в фазе A на -20% и фазе C на -20%

При помощи математической модели установлено, что несимметрия в значениях величин пусковой емкости в трех фазах статора приводит к увеличению колебаний пускового электромагнитного момента, что в свою очередь увеличивает время разгона АДВД, а также неблагоприятно сказывается на поведении вибрационной системы. И чем больше разница между значениями емкостей конденсаторов, тем в большей степени проявляется указанные эффекты. Несимметрия значений емкостей конденсаторов в трех фазах статора вибродвигателя приводит к значительному увеличению бросков электромагнитного момента и увеличению амплитуды колебаний системы на резонансных частотах. В связи с этим, можно рекомендовать для осуществления эффективного конденсаторного пуска АДВД использование конденсаторов высокого класса точности и предварительной проверки значений емкости конденсаторов.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ РЕЖИМОВ ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

В работах [86, 87, 88] установлено, что одним из существенных недостатков вибрационных резонансных машин является период останова, в течение которого резонансные амплитуды могут в десятки раз превосходить амплитуды колебаний системы в установившемся режиме. Как правило, на практике, для останова асинхронного привода ВТМ, до настоящего момента применяют торможение выбегом и противовключением, однако последний способ обусловлен значительными по величине токовыми нагрузками и длительными электромагнитными процессами. В работе [22] установлено, что наиболее эффективным способом торможения АДВД вибрационных машин, по сравнению с противовключением, является динамическое торможение. Следует, однако, отметить, что динамическое торможение требует дополнительного источника питания и соответствующих выпрямительных и коммутационных устройств. Кроме того, тормозной момент при динамическом торможении имеет максимальную величину только в начальный период торможения [67]. Поэтому в настоящее время вопрос ускоренного прохождения резонансной зоны вибрационной машиной при торможении является актуальным, так как перечень устройств обеспечивающих эффективное быстрое электрическое торможение, с минимальными капиталовложениями, практически не исследован.

В связи с этим, в настоящей главе рассмотрен способ конденсаторного торможения АДВД, не требующих дополнительных источников питания и обеспечивающий быстрое прохождение машиной резонансной области работы вибрационного транспортера. В настоящей главе исследовались следующие вопросы:

- 1) исследование влияния величины статического момента на процесс торможения АДВД резонансной вибрационной системы;
- 2) исследование процесса торможения АДВД вибрационных транспортирующих машин через резонансную область с тормозными конденсаторами, подключенными к обмотке статора и разработка методики расчета и выбора емкости конденсаторов;
- 3) исследование влияния несимметрии в номинальных значениях емкостей тормозных конденсаторов в фазах электродвигателя на процесс торможения.

4.1 Определение влияния величины статического момента на процесс торможения АДВД вибрационной системы

Для вибрационной машины с резонансной настройкой большое значение имеют переходные процессы при свободном выбеге после отключения машины. Под действием сил сопротивления угловая скорость уменьшается от

номинального рабочего значения до нуля. Так как в этом процессе машина также проходит область резонанса, то возможно значительное увеличение амплитуды колебаний, приводящие к ее поломке. Причем если в процессе разгона машины максимальные амплитуды переходного процесса зависят от мощности двигателя, то при выбеге машины они определяются свойствами машины и величиной сил сопротивления. Существенное влияние оказывает, также, момент инерции ротора двигателя и момент сопротивления в подшипниках [86].

Учитывая вышесказанное, в настоящем разделе работы исследуется поведение АДВД и вибрационного транспортера в зависимости от величины статического момента на валу электродвигателя в процессе торможения машины. Начальным значением $M_{ст}$ принято соотношение $M_{ст}=0,2M_{п}$ при $m_1'=25$ кг. С помощью математической модели получены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента, представленные на рис. 4.1, для указанного соотношения статического момента. После рассмотрения полученных осциллограмм можно заключить, что изменение частоты вращения происходит по затухающему закону. В первоначальный момент времени происходит линейное падение скорости вращения АДВД, а затем интенсивность изменения скорости замедляется. Следует отметить, что на протяжении всего процесса торможения наблюдаются колебания скорости и, чем меньше частота вращения ротора, тем значительнее амплитуды указанных колебаний. График изменения электромагнитного момента двигателя характеризуется быстрым затухающим процессом, связанным с размагничиванием его магнитной системы. Так, поведение электромагнитного момента двигателя объясняется состоянием магнитной цепи АДВД в момент коммутации, характеризуется величиной и пространственной ориентацией магнитного потока машины. Кроме того, известно, что коэффициенты затухания свободной составляющей потока, соответственно тока намагничивания, зависит от параметров двигателя и частоты его вращения. Чем больше активное сопротивление цепей статора и ротора, тем больше коэффициент затухания и быстрее затухает электромагнитный момент. Чем меньше скорость вращения двигателя, тем меньше коэффициенты затухания [72, 75].

Из графика изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера, представленного на рис. 4.1, можно увидеть, что торможение АДВД с указанным соотношением $M_{ст}$, приводит к значительному увеличению значений переходных амплитуд по сравнению с рабочими амплитудами. Следует отметить, что величины резонансных амплитуд и время нахождения скорости АДВД в области резонанса на порядок больше соответствующих амплитуд и времени при пуске и разгоне двигателя вибрационного транспортера. Это обстоятельство может создавать дополнительные механические напряжения в элементах вибрационной машины и может неблагоприятно сказаться на эксплуатационных качествах последней.

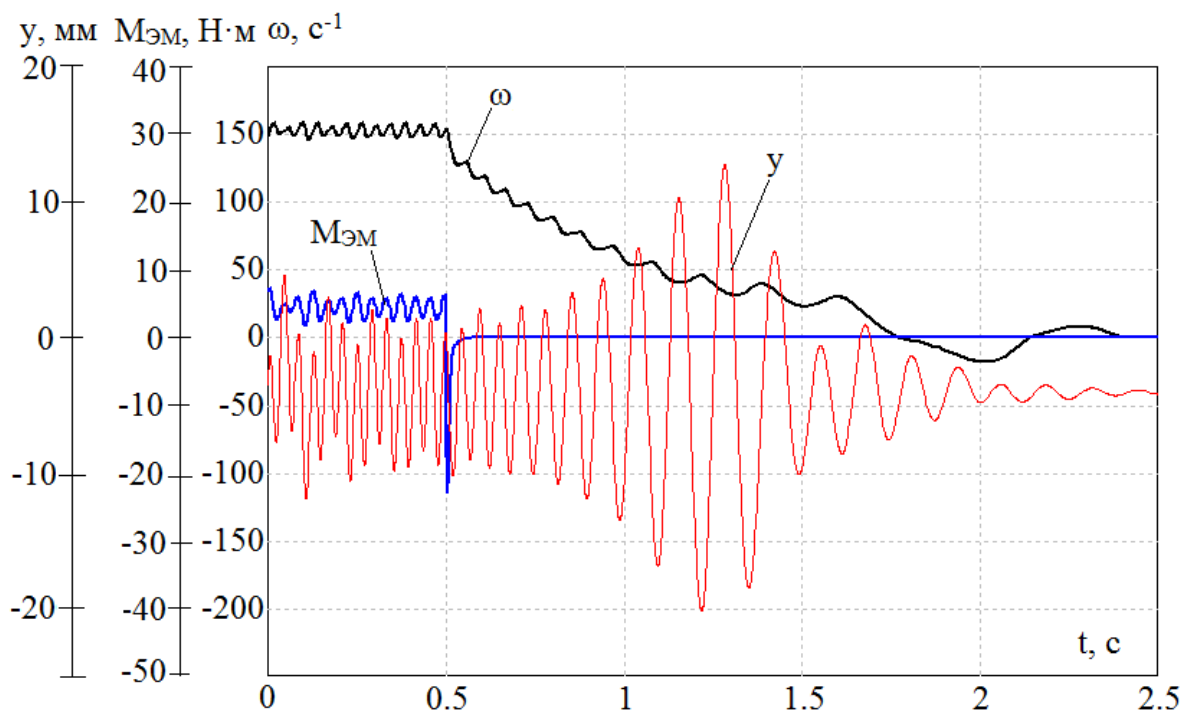


Рис. 4.1. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при выбеге с $M_{CT}=0,2M_{II}$ и $m_I'=25 \text{ кг}$

При соотношении $M_{CT}=0,35M_{II}$, с помощью математической модели были получены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД (рис. 4.2). Из графиков видно, что увеличение статического момента приводит к увеличению длительности выбега машины, а соответственно к увеличению времени воздействия негативных механических переходных процессов. При достижении, в процессе выбега, скорости электродвигателя области резонансных частот ВТМ, наблюдается временная фиксация частоты вращения АДВД на околорезонансной частоте с выраженными максимальными амплитудами колебаний. Значительная длительность нахождения частоты вращения АДВД на околорезонансной частоте может быть объяснена медленным расходом кинетической энергии накопленной вибрационной системой в процессе работы на непроизводительные потери. Следует отметить, что в период «фиксации» частота колебаний скорости равна частоте собственных колебаний машины. Полученный результат может быть пояснен анализом системы уравнений (2.85), которые являются уравнениями равновесия средних моментов сил, действующих на роторы вибровозбудителей в установившемся синхронном движении. Обращаясь к анализу отдельных членов уравнений системы (2.85), отметим, что величина $M_{ЭМi}$ представляет значение вращающего момента двигателя, величины $m_i R_i g \sin(\omega_i t)$ и $M_{ГРi}$ – моменты сил сопротивления движению ротора, а величина $M_{ВИБi}$ –

вибрационный момент, вызванный колебательным процессом системы. Вибрационные моменты можно трактовать как дополнительные средние моменты, действующие на неуравновешенные роторы при колебании основания, на котором они установлены. Вибрационные моменты представляют для роторов как бы добавочные средние нагрузки (в случае, если $M_{\text{ВИБ}i} > 0$) или добавочные вращающие моменты (в случае, если $M_{\text{ВИБ}i} < 0$) [13, 14, 104, 105, 106, 107]. Наличием вибрационных моментов объясняется самосинхронизация возбудителей, вибрационное поддержание вращения, а также явление электрической или механической синхронизации.

На рис. 4.3 представлен график изменения вибрационного момента при рассматриваемом значении статического момента. Анализируя рис. 4.3 видно, что вибрационный момент в процессе выбега изменяет направление действия, являясь вращающим моментом. Считается, что вибрационные моменты не изменяют общего баланса энергии вибрационной системы, а лишь перераспределяют подводимую к системе энергию между отдельными возбудителями, обеспечивая их синхронную работу на определенной частоте вращения. Очевидно, что процесс поддержания вращения неуравновешенных роторов будет продолжаться до тех пор, пока значение вращающего вибрационного момента будет превышать значения моментов сопротивления вращению ротора и моментов сопротивления обусловленных наличием демпфирующих связей. Следует отметить, что в резонансной области работы вибрационной машины, моменты сопротивлений вращению ротора имеют меньшие значения по сравнению с зарезонансной областью, в виду уравнивания сил инерции [8, 86, 87, 88]. Именно поэтому наблюдается «фиксация» скорости АДВД на околорезонансной частоте.

График изменения электромагнитного момента, представленный на рис. 4.2, не претерпел значительных изменений и обусловлен тем, что токи ротора наводятся свободной составляющей магнитного потока, а их взаимодействие образует затухающий во времени электромагнитный переходный момент одного знака. Чем больше величина апериодической свободной составляющей потока, тем больше величина электромагнитного переходного момента. Величина апериодической составляющей определяется начальной скоростью изменения магнитного потока. Следовательно, чем медленнее изменяется магнитный поток, тем меньше величина возникающего переходного электромагнитного момента и его влияние на переходный процесс в целом [72].

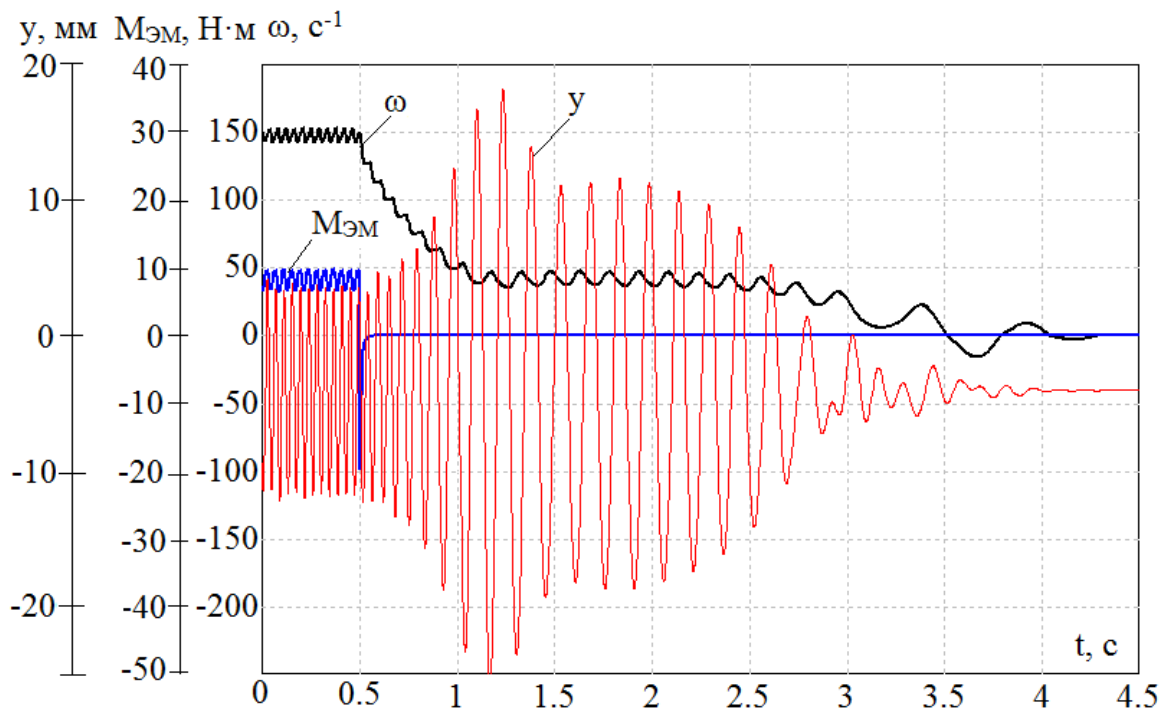


Рис. 4.2. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при выбеге с $M_{CT}=0,35M_{II}$ и $m_1'=25$ кг

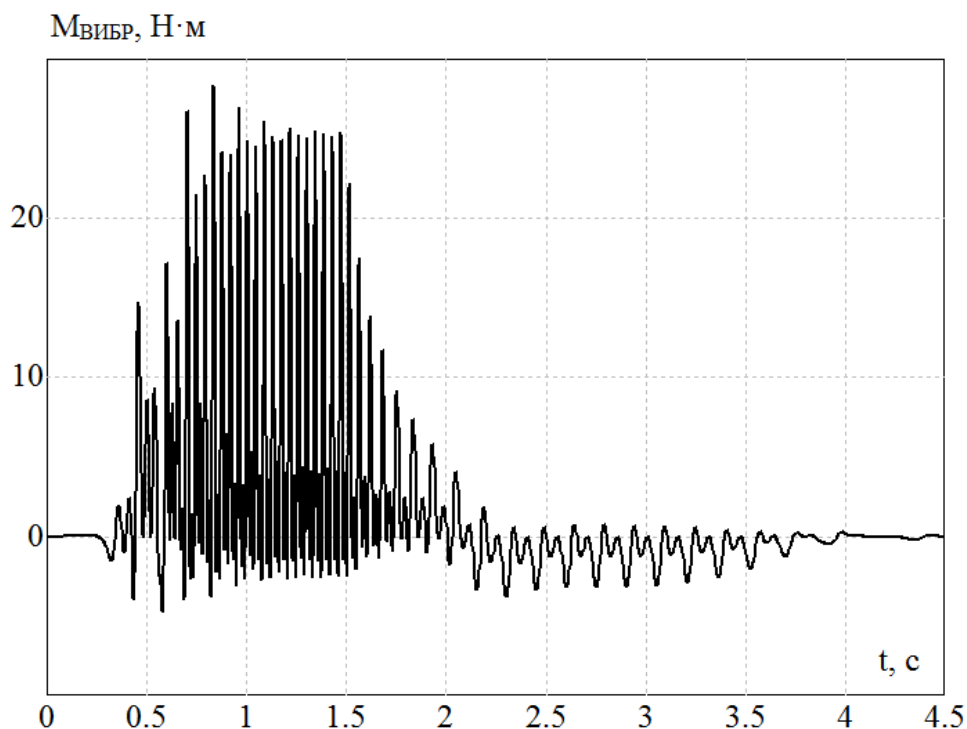


Рис. 4.3. График изменения вибрационного момента при $M_{CT}=0,35M_{II}$

На рис. 4.2 также представлены амплитуды колебаний системы при указанном соотношении M_{CT} . Анализируя графики можно сказать, что работа машины в процессе выбега сопровождается значительными резонансными

амплитудами. Повышение статического момента ведет к увеличению времени действия дополнительных переходных механических нагрузок на грузонесущий орган и его конструктивные элементы, что может неблагоприятно сказаться на целостности машины. Уменьшение времени нахождения скорости АДВД на указанных частотах может быть достигнуто увеличением технологической загрузки машины. Так как при выбеге нагруженной машины часть энергии будет рассеиваться в слое груза, поэтому время переходного процесса уменьшится, интенсивность изменения частоты колебаний системы возрастет, а максимально достигаемые резонансные амплитуды системы падают [86].

Из вышесказанного можно сделать вывод, что величина статического момента оказывает существенное влияние не только на длительность переходных процессов, но и на характер их протекания. Так с увеличением величины статического момента длительность процесса торможения существенно увеличивается, что вызывает достаточно длительное нахождение рабочей точки электромеханической характеристики АДВД в области собственных частот колебаний вибрационной машины. Данной обстоятельство приводит к увеличению максимальных переходных амплитуд колебаний системы, негативно влияющих на конструктивную надежность вибротранспортирующей машины. Установлено, что на характер процесса выбега существенно влияет величина кинетической энергии, накопленная механической частью вибрационной системы.

4.2 Исследование тормозных режимов АДВД вибрационных транспортирующих машин с подключенными конденсаторами

В настоящее время не применяется способ электрического торможения, известный под названием конденсаторный, основанный на использовании генераторного режима асинхронного двигателя при его емкостном возбуждении. Хотя этот способ торможения при увеличении емкости подключенных конденсаторов может дать значительные тормозные моменты. Данный вид торможения весьма экономичный, так как потери в конденсаторах малы, а сам процесс торможения происходит без потребления энергии из сети. Во время торможения в цепях двигателя рассеивается в основном только кинетическая энергия, запасенная приводом, поэтому нагрев двигателя примерно в 2 раза меньше чем при динамическом торможении и торможении противотоком. Кроме того, наличие пусковых конденсаторов приводит к возможности их использования как в процессе разгона АДВД, так и в процессе его торможения.

На рис. 4.4 представлены статические механические характеристики конденсаторного торможения АДВД, вид которых определяется подключаемой емкостью. Там же представлен график изменения момента сопротивления вибрационной системы с зарезонансной настройкой. Анализируя

представленные характеристики можно заключить, что при определенных значениях емкостей тормозных конденсаторов, полученный тормозной момент АДВД приведет к ускоренному прохождению механической системой области резонансных частот. Это обстоятельство приведет к уменьшению соответствующих резонансных амплитуд колебаний вибрационной системы, наблюдаемые в процессе торможения.

Процесс возбуждения колебаний зависит от параметров и скорости вращения АДВД, величины емкости подключаемых конденсаторов и начальной величины вносимой в колебательный контур энергии. При подключении незаряженных конденсаторов к вращающемуся двигателю с затухшим после отключения от сети магнитным полем колебания развиваются постепенно. Увеличение начального заряда конденсаторов ускоряет процесс возбуждения. Изменение параметров машины и величины емкости конденсаторов влияет на интенсивность возбуждения, но не меняет характер процесса (рис. 4.4). При полностью заряженных конденсаторах или полном магнитном потоке машины процесс возбуждения развивается практически мгновенно (0,01-0,02 с) [11, 54, 73, 100].

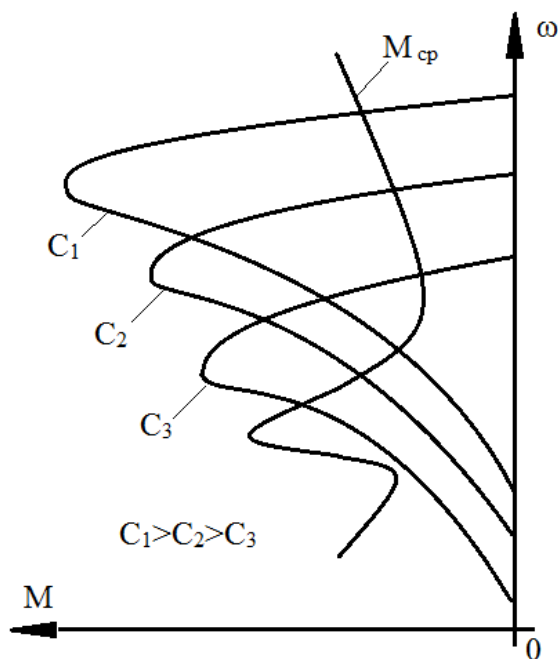


Рис. 4.4. Механические характеристики АДВД при $C_1 > C_2 > C_3$ и вибрационной резонансной системы

Возбуждающие конденсаторы могут подключаться к статорной обмотке, двигателя непосредственно или через отдельный коммутирующий аппарат. В первом случае имеет место так называемое глухое подключение, и процесс торможения начинается сразу после отключения двигателя от сети линейным аппаратом. Начальные величины заряда конденсаторов и магнитного потока машины определяются величиной напряжения сети в момент отключения, а характер электромеханического переходного процесса зависит от величины

возбуждающей емкости, момента инерции вращающихся масс привода, величины нагрузки и параметров двигателя. Во втором случае торможение начинается только после подключения к двигателю конденсаторов, следующего за отключением двигателя от сети. Начальные условия и, следовательно, характер тормозного процесса в значительной степени зависят от длительности интервала операциями переключения коммутационных аппаратов [51].

В связи с вышесказанным можно выявить три направления исследования конденсаторного торможения АДВД вибрационных транспортирующих машин:

1) торможение с предварительно подключенными тормозными емкостями;

2) торможение с подключаемыми после отключения АДВД тормозными емкостями;

3) двухступенчатое торможение с предварительно подключенными тормозными конденсаторами и конденсаторами, подключаемыми после отключения АДВД.

Ниже представлены результаты математического моделирования тормозных режимов АДВД и ВТМ при различных параметрах и условиях подключения возбуждающей емкости конденсаторов.

4.2.1 Торможение АДВД с предварительно подключенными тормозными конденсаторами

Исследования проводились при соотношении $M_{CT}=0,2M_{П}$ и $m_1'=10$ кг на холостом ходу вибрационной транспортирующей машины.

Для сравнительной оценки результатов конденсаторного торможения с процессом выбега на рис. 4.5 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы при рассматриваемом значении статического момента в процессе безконденсаторного торможения. Как и в рассматриваемых ранее случаях изменение частоты вращения и электромагнитного момента имеет затухающий характер, обусловленный значением маховых масс и запасенной системой кинетической энергией.

Характеристика изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера в процессе торможения также имеет максимальные значения, обусловленные электромеханическими переходными процессами, рис. 4.5.

На рис. 4.6 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД при конденсаторном торможении с предварительно заряженной емкостью значением $C_{Т1}=100$ мкФ и $M_{CT}=0,2M_{П}$. Анализируя графики, представленные на рис. 4.6, можно сделать вывод, что в момент отключения двигателя от сети начинается обмен энергией между конденсаторами и обмотками электрической машины. Возникающие при этом в статорной цепи свободные токи создают круговое поле с угловой скоростью, меньшей скорости ротора, поэтому асинхронная машина работает в

генераторном режиме. Передаваемая с ротора энергия и возникающий тормозной момент зависит от разности между этими скоростями [65, 71].

Передаваемая с ротора энергия в начале процесса расходуется на приращение энергии магнитного поля и, если скорость двигателя поддерживается постоянной, то тормозной момент достигает максимального значения при наибольшем приращении энергии, что соответствует наибольшей скорости изменения магнитного потока. Когда поток достигает установившегося значения, электромагнитный переходный процесс прекращается и тормозной момент уменьшается до значения, соответствующего установившемуся генераторному режиму, возникающему за счет самовозбуждения, при котором энергия расходуется, в основном, на покрытие потерь в меди и стали ротора [71].

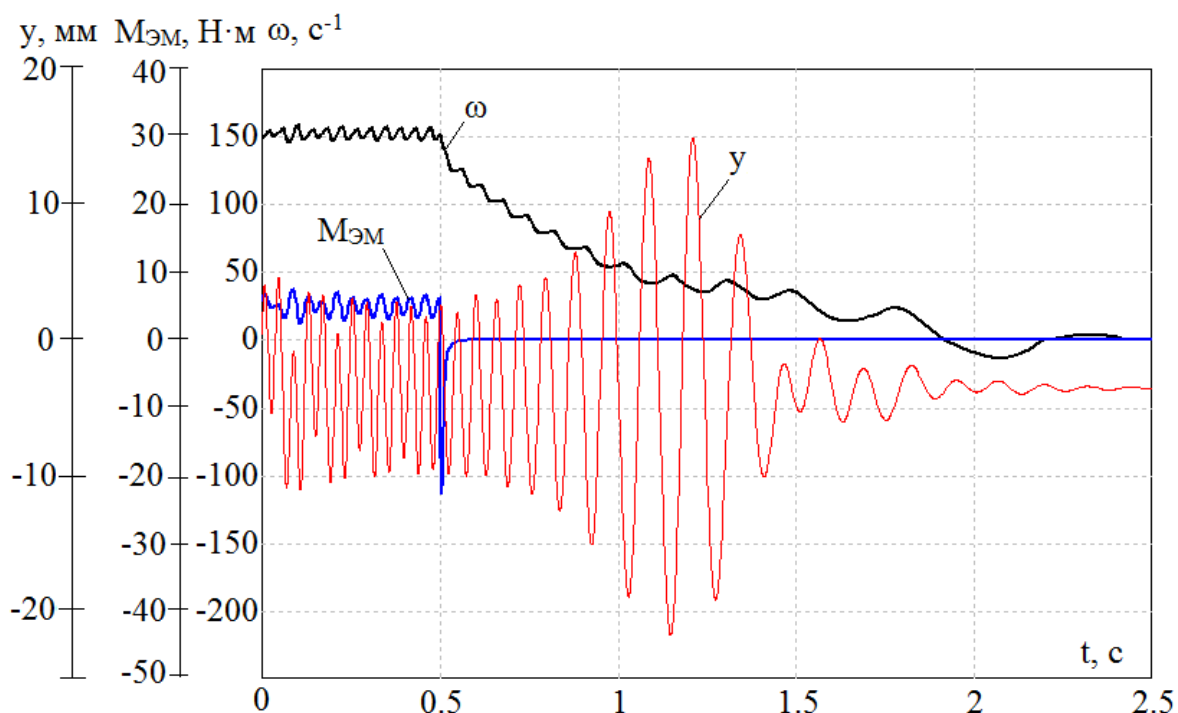


Рис. 4.5. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_D$, $m_I'=10$ кг и выбеге

Значения полученного начального тормозного электромагнитного момента АДВД, рассматриваемого на рис. 4.6, достигает значительных величин. Это объясняется поступлением электрической энергии используемой для быстрого самовозбуждения двигателя получаемой при разряде тормозных конденсаторов. Указанное явление значительно ускоряет процесс самовозбуждения, но не влияют на его характер. Кроме того, подключение заряженной емкости в процессе торможения, вследствие резкого снижения скорости АДВД, в обмотках статора и ротора возникают аperiodические составляющие токов, создающие знакопеременную составляющую тормозного

момента. Анализируя характер поведения частоты вращения АДВД, в процессе конденсаторного торможения, можно заключить, что частота её колебаний значительно уменьшилась. Связанно данное обстоятельство с интенсивным снижением частоты вращения ротора электродвигателя с маховыми массами, за счет образовавшегося тормозного момента.

График изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера показан на рис. 4.6. Сравнивая и анализируя рис. 4.6 и рис. 4.5 можно сказать, что подключение заряженных тормозных конденсаторов к обмотке статора АДВД в процессе торможения благоприятно сказывается на поведении вибрационной системы в целом, уменьшая амплитуды резонансных колебаний на 33,4% и сокращая время действия переходных колебаний. Полученный результат, достигнут уменьшением времени электромеханических переходных процессов, вызванных длительным нахождением АДВД в области резонансных частот вибрационной машины.

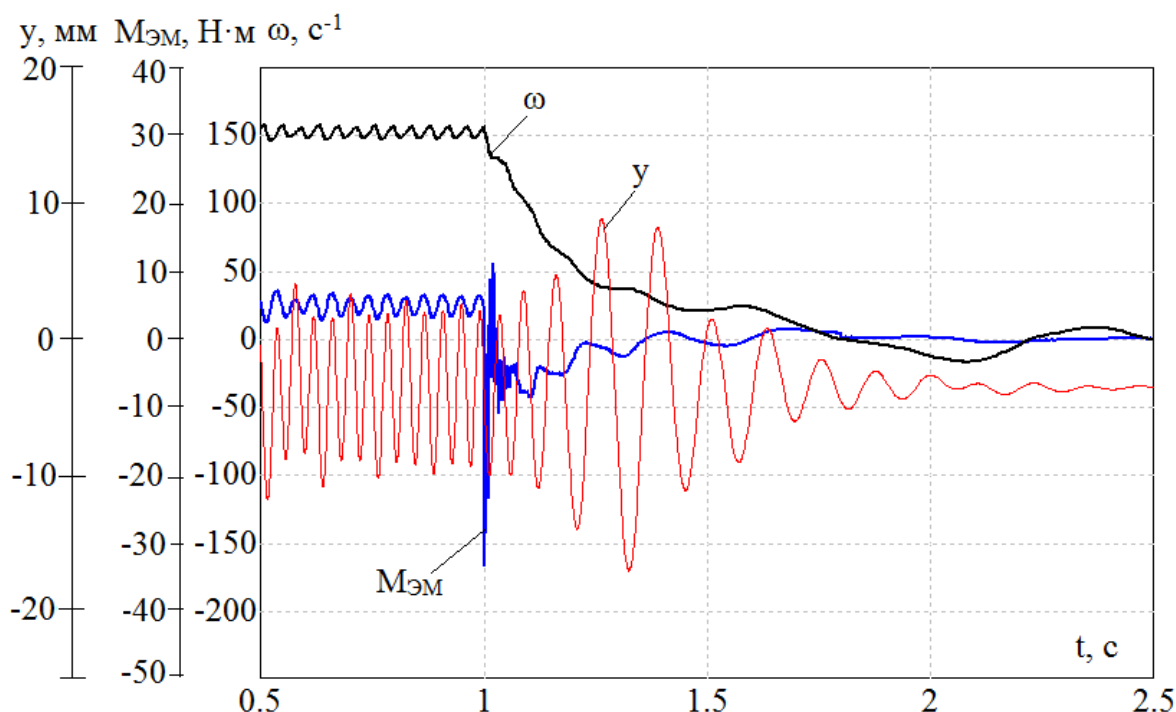


Рис. 4.6. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{П}$, $m_1'=10$ кг и $C_{TI}=100$ мкФ

На рис. 4.7 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с предварительно заряженной емкостью значением $C_{TI}=200$ мкФ и $M_{CT}=0,2M_{П}$. Рассматривая характеристики торможения можно заключить, что значение емкости и напряжения на тормозных конденсаторах оказывают существенное влияние на характер протекания электромеханических процессов. На начальной стадии развития самовозбуждения преобладает процесс, вызванный разрядом

значительной емкости на обмотки статора АДВД и сопровождающийся увеличением начального тормозного момента. Дальнейший колебательный характер изменения тормозного момента, объясняется обменом энергией между ротором с дебалансом и обмотками двигателя. Очевидно, что кинетическая энергия, преобразующаяся в электромагнитную энергию, зависит от угла поворота ротора в пространстве. По мере изменения скорости двигателя при рассматриваемом торможении изменяется и протекающий переходный процесс, превращаясь только в электромеханический процесс. При снижении скорости уменьшается и скольжение и, следовательно, передаваемая с ротора энергия. Режим самовозбуждения продолжается при меньшей скорости, поэтому максимальный тормозной момент зависит как от возбуждающей емкости, так и от скорости, которая, в свою очередь, определяется тормозным моментом и инерционностью привода. При большом моменте инерции и высокой скорости в начале процесса самовозбуждения тормозной генераторный тормозной момент может увеличиваться. В этом случае наблюдается два пика тормозного момента, а затем он плавно уменьшается до нуля по мере снижения скорости [71]. График изменения скорости АДВД изменяется по экспоненциальному закону от установившегося значения до нуля за достаточно короткий промежуток времени.

График изменения амплитуды колебаний ВТМ в процессе торможения при $C_{TI}=200 \text{ мкФ}$ и $M_{CT}=0,2M_{II}$ представлен на рис. 4.7. Из рис. 4.7 можно заключить, что увеличение емкости тормозных конденсаторов привело к дальнейшему снижению значения критических переходных амплитуд на 50%.

Связан полученный результат с характером протекания электромеханических процессов и увеличением темпа снижения скорости АДВД ВТМ. Кроме того, колебательные процессы скорости присутствующие в рассматриваемых ранее примерах в приведенном примере практически отсутствуют, что также благоприятно сказывается на процессе плавного останова вибрационной транспортирующей машины.

На рис. 4.8 представлены осциллограммы частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с предварительно заряженной емкостью значением $C_{TI}=400 \text{ мкФ}$ и $M_{CT}=0,2M_{II}$.

Анализируя рис. 4.8 можно заключить, что с ростом тормозной емкости пик переходного момента постоянно увеличивается и значительно влияет на характер протекания тормозного процесса. Так с увеличением емкости тормозных конденсаторов наблюдается значительный второй пик тормозного момента АДВД связанный с преобразованием энергии значительных маховых масс.

Временной период процесса торможения существенно снизился. График изменения частоты вращения АДВД также имеет экспоненциальный характер.

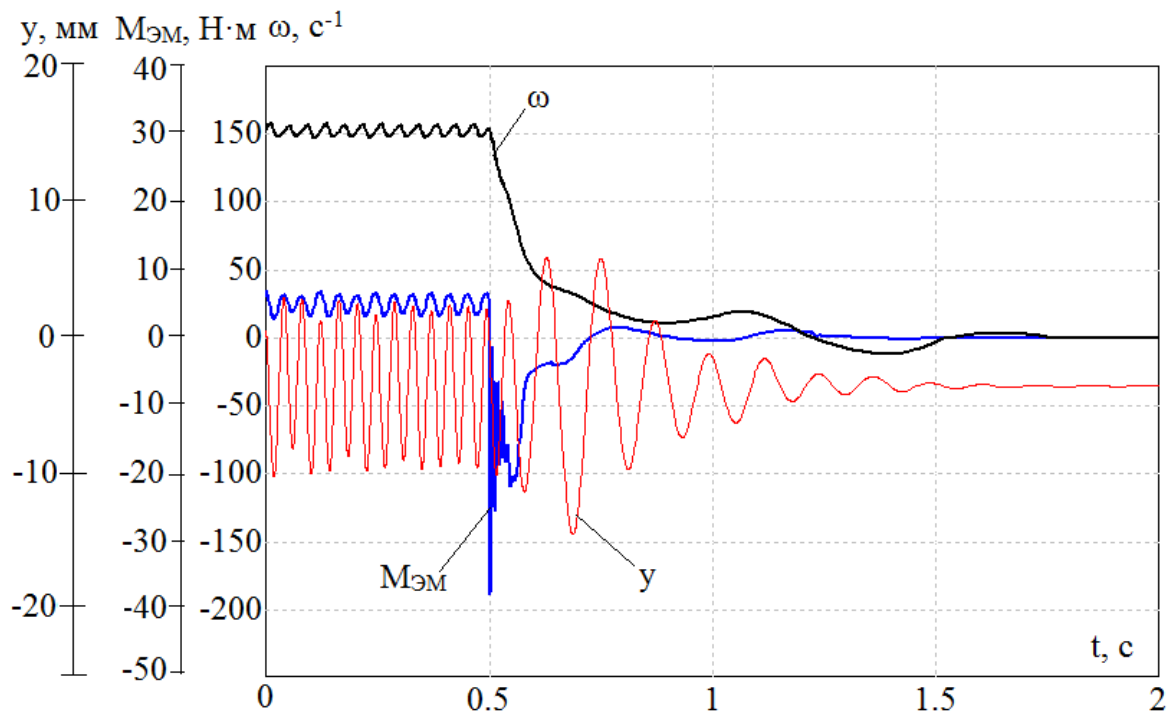


Рис. 4.7. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{TI}=200$ мкФ

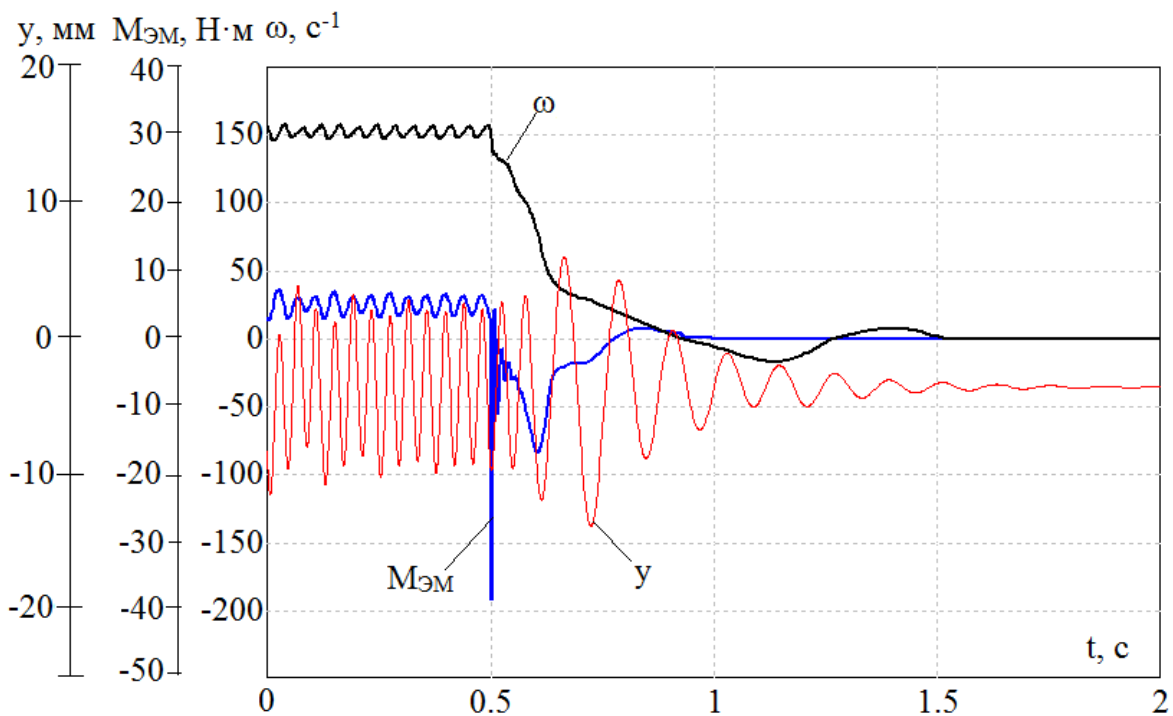


Рис. 4.8. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{TI}=400$ мкФ

Рассматривая график изменения амплитуды колебаний вибрационной системы, рис. 4.8 можно наблюдать существенное снижение (на 51,5%) переходных амплитуд колебаний системы. Следовательно, уменьшение указанных амплитуд может позволить существенно увеличить период межремонтного пробега вибрационных систем и узлов в них входящих.

В результате исследования конденсаторного торможения АДВД вибрационных транспортирующих машин с помощью математической модели, была построена зависимость максимального тормозного момента, времени останова АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости тормозных конденсаторов, рис. 4.9.

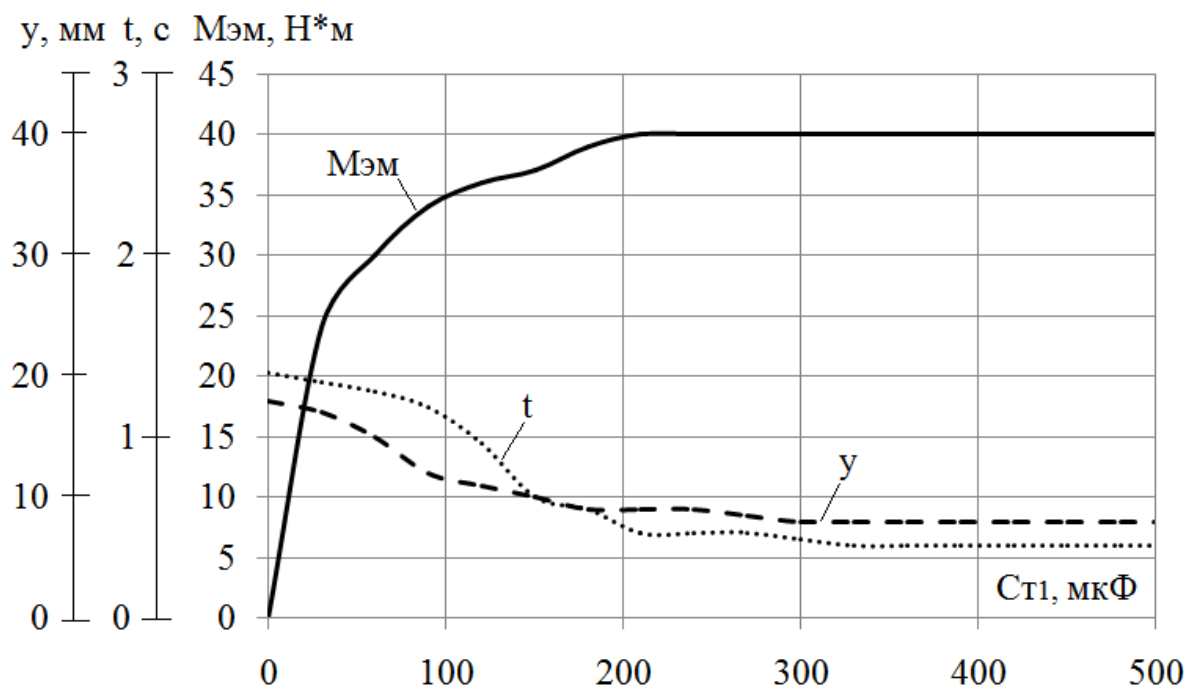


Рис. 4.9. Зависимость тормозного электромагнитного момента, времени торможения АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости тормозных конденсаторов

Анализируя полученные зависимости можно сказать, что подключение предварительно заряженных к обмоткам статора АДВД конденсаторов приводит к образованию значительного по величине тормозного момента. В результате темп прохождения вибрационной транспортирующей машиной зоны собственных частот существенно увеличивается, что приводит к значительному снижению амплитуд колебаний вибрационной системы в резонансной области. Данной эффект может быть использован для ограничения критических переходных амплитуд колебаний возникающих в процессе торможения машины, что может увеличить показатели надежности и экономичности электромеханической вибрационной системы в целом.

4.2.2 Торможение с подключаемыми после отключения АДВД незаряженными тормозными конденсаторами

Характер тормозного момента существенно изменяется, когда к отключенному от сети двигателю подключаются незаряженные конденсаторы. В этом случае решающее влияние на динамику торможения оказывает ЭДС, наводимая в обмотках статора затухающим потоком машины. Если эта ЭДС невелика, то процесс емкостного самовозбуждения развивается постепенно и, соответственно, снижается его скорость. Поэтому максимальный тормозной момент оказывается значительно меньшим, чем при подключении заряженных конденсаторов [71].

На рис. 4.10 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с незаряженной емкостью значением $C_{T2}=100$ мкФ, $M_{CT}=0,2M_{II}$ и $m_1'=10$ кг. Анализируя график изменения электромагнитного тормозного момента можно заключить, что подключение незаряженных конденсаторов к обмоткам статора, с остаточной ЭДС, сопровождается импульсом зарядного тока, вызывающего пик переходного тормозного момента. Это обусловлено передачей энергии с ротора в статор и увеличением магнитного потока. Очевидно, чем больше остаточная ЭДС и подключаемая емкость, тем больше этот пик момента и тем быстрее развивается процесс самовозбуждения [72]. Так же на графике электромагнитного момента наблюдаются несколько последующих значительных пиков тормозного момента. Связан полученный эффект с периодичностью преобразования кинетической энергии ротора в электромагнитную энергию самовозбуждения АДВД. Очевидно, что по мере изменения частоты вращения возбудителя уменьшается запас накопленной им в процессе работы кинетической энергии. Можно также предположить, что с увеличением статического момента АДВД, то есть с возрастанием момента сопротивления, последующие пики переходного тормозного момента будут иметь меньшее значение. Связано указанное обстоятельство с изменением значения установившейся скорости. Так как с увеличением значения статического момента, возрастают вибрационный момент и момент трения в подшипниках, уменьшается частота вращения АДВД и соответственно значение начальной кинетической энергии. Рассматривая график изменения частоты вращения АДВД ВТМ можно заключить, что изменение сопровождается большими амплитудами колебаний, вызванные как апериодической составляющей тормозного момента, так и наличием маховых масс на роторе.

График изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=100$ мкФ, показан на рис. 4.10. Сравнивая значения переходных амплитуд при указанном значении емкости тормозных конденсаторов и аналогичные амплитуды при выбеге ВТМ (рис. 4.5) можно заключить, что подключение тормозных конденсаторов позволило уменьшить

амплитуду колебаний ВТМ на 38,8% при прохождении области собственных частот системы. Анализируя рис. 4.5 и рис. 4.10 можно заключить, что подключение незаряженных конденсаторов позволило на 5,4% уменьшить значения резонансных амплитуд по сравнению с подключением предварительно заряженных конденсаторов. Объясняется полученный результат присутствием тормозного момента, при подключении незаряженных конденсаторов, на большем диапазоне изменения скорости АДВД.

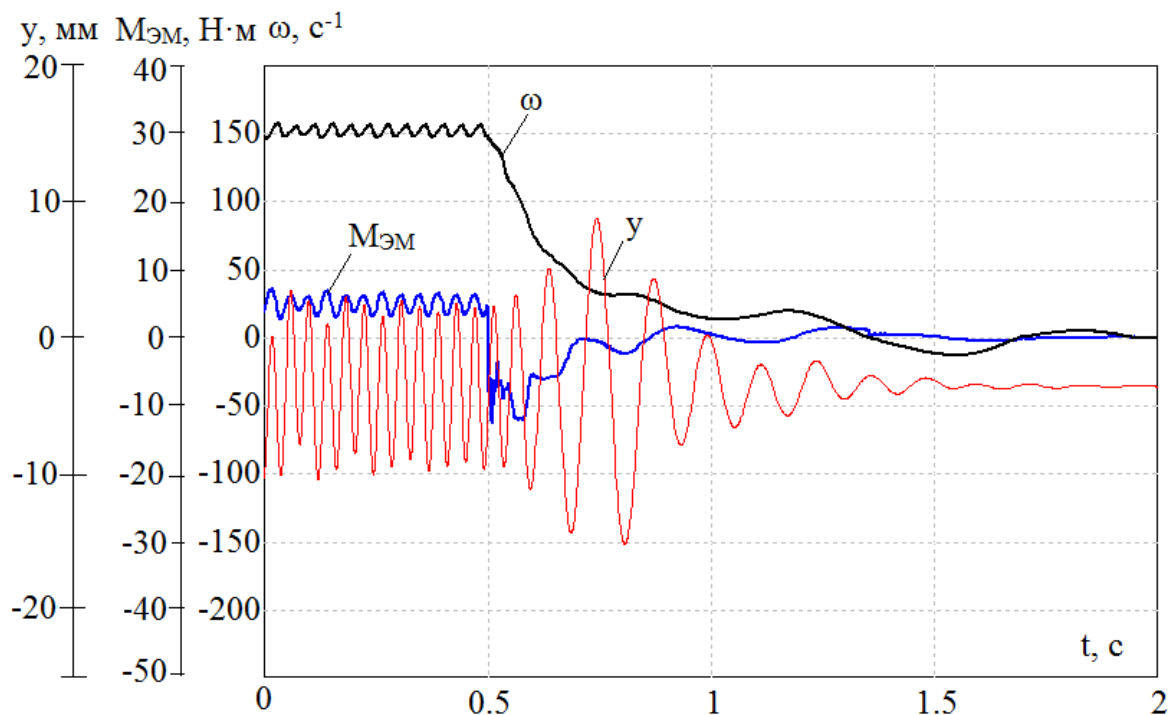


Рис. 4.10. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{П}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=100$ мкФ

На рис. 4.11 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с незаряженной емкостью значением $C_{T2}=200$ мкФ и $M_{CT}=0,2M_{П}$. На рис. 4.11 видно, что с увеличением емкости тормозных конденсаторов увеличилось значение начального тормозного момента связанного с зарядом подключаемых конденсаторов и увеличение ЭДС обмотки статора. Среднее значение тормозного момента сохраняется на относительно большом диапазоне изменения частоты вращения АДВД. В результате чего темп изменения скорости существенно возрос. Быстрое падение скорости АДВД привело к уменьшению амплитуд колебаний скорости, следовательно, влияние электромеханических процессов на вибрационную систему существенно уменьшилось.

График изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=200$ мкФ, показан на рис. 4.11. Анализируя рис. 4.11 можно заключить, что резонансные амплитуды при увеличении значения емкости тормозных конденсаторов уменьшились на 52,8% по сравнению с аналогичными амплитудами при выбеге вибрационного транспортера и на 2,8% по сравнению с подключением предварительно заряженных конденсаторов. Кроме того, увеличение темпа торможения АДВД привело к существенному сокращению периода затухания резонансных колебаний.

На рис. 4.12 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с незаряженной емкостью значением $C_{T2}=400$ мкФ и $M_{CT}=0,2M_{II}$. График изменения электромагнитного тормозного момента показывает, что электромагнитные и электромеханические процессы при подключении к обмоткам статора значительной емкости тормозных конденсаторов проходят плавно и устойчиво.

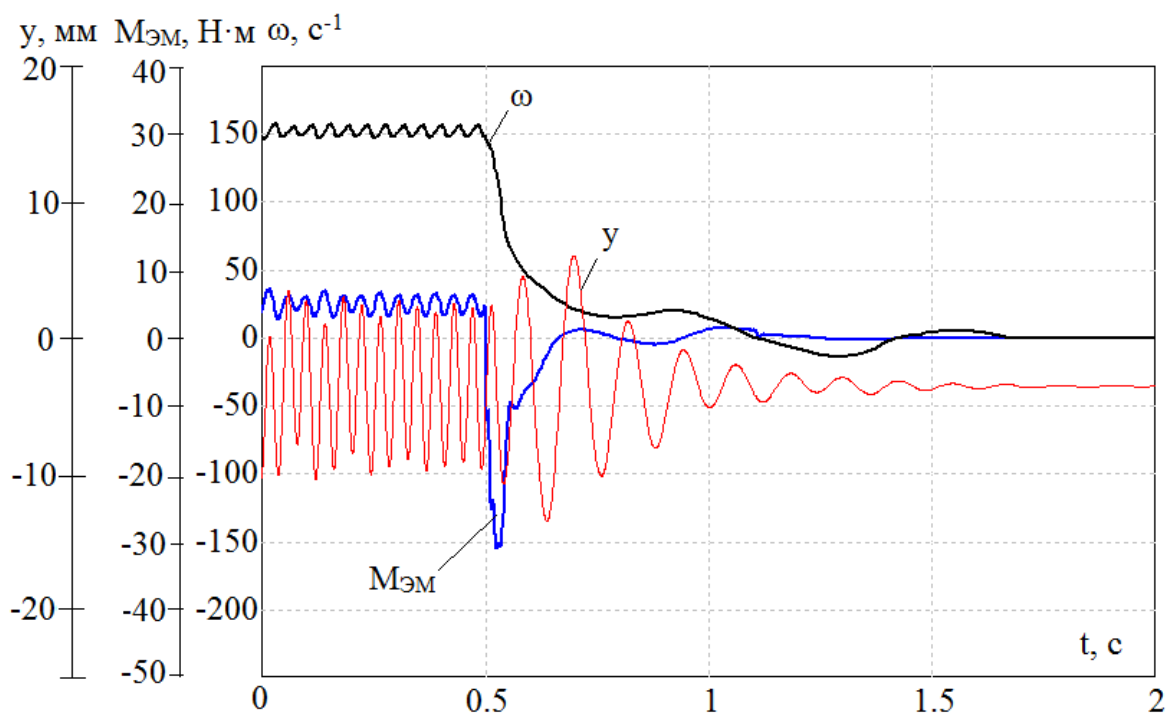


Рис. 4.11. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=200$ мкФ

Данный эффект может быть объяснен постепенным медленным зарядом и разрядом значительных тормозных конденсаторов, что приводит к уменьшению аperiodических составляющих тока статора и соответственно тормозного электромагнитного момента влияющих на электромеханические переходные процессы. Очевидно, что большие значения аperiodических составляющих тормозного момента при самовозбуждении АДВД с предварительно

заряженными конденсаторами связаны с существенными амплитудами колебаний ЭДС и тока статора при быстром разряде подключаемых в процессе торможения конденсаторов.

График изменения частоты вращения АДВД характеризуется плавным уменьшением последней, без заметных колебаний. На рис. 4.12 показан график изменения амплитуды колебаний ВТМ с указанными параметрами тормозных конденсаторов. График характеризуется существенным сокращением переходных амплитуд колебаний. Уменьшение амплитуд по сравнению с процессом выбега составило 55,6% и на 4,1% уменьшились значения резонансных амплитуд по сравнению с подключением предварительно заряженных конденсаторов. Полученный результат может существенно повысить технико-экономические показатели вибрационных транспортеров и сократить тем самым расходы, связанные с их ремонтом и эксплуатацией.

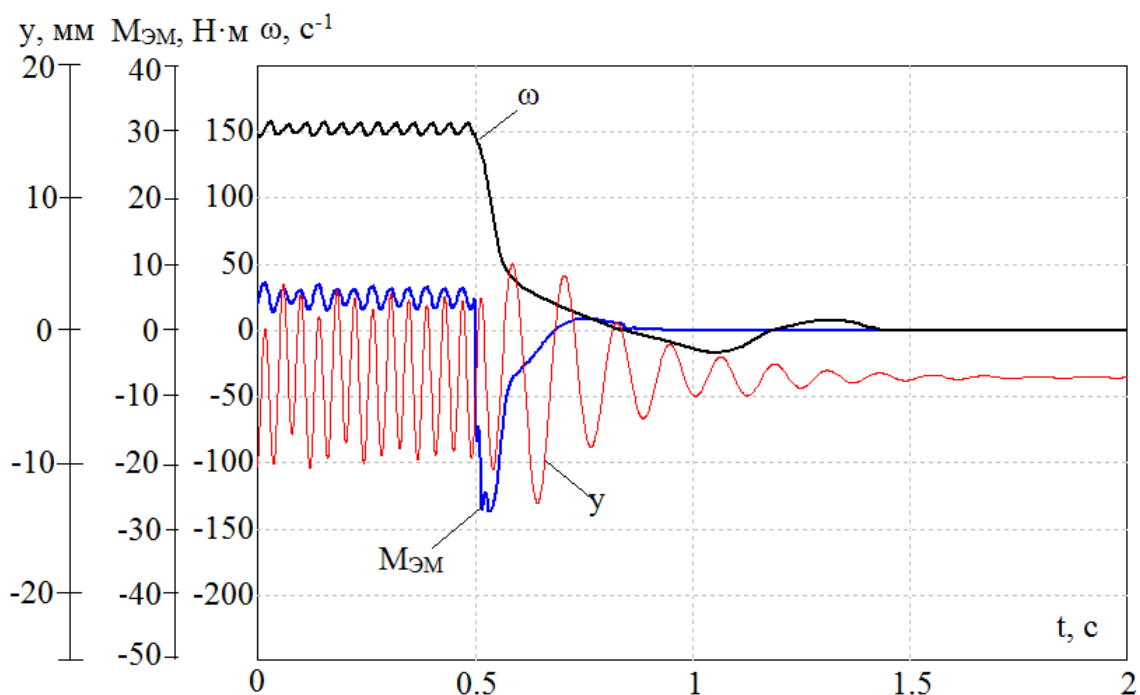


Рис. 4.12. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=400$ мкФ

В результате исследования конденсаторного торможения АДВД вибрационных транспортирующих машин с помощью математической модели, была построена зависимость максимального тормозного момента, времени останова АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости незаряженных тормозных конденсаторов, рис. 4.13.

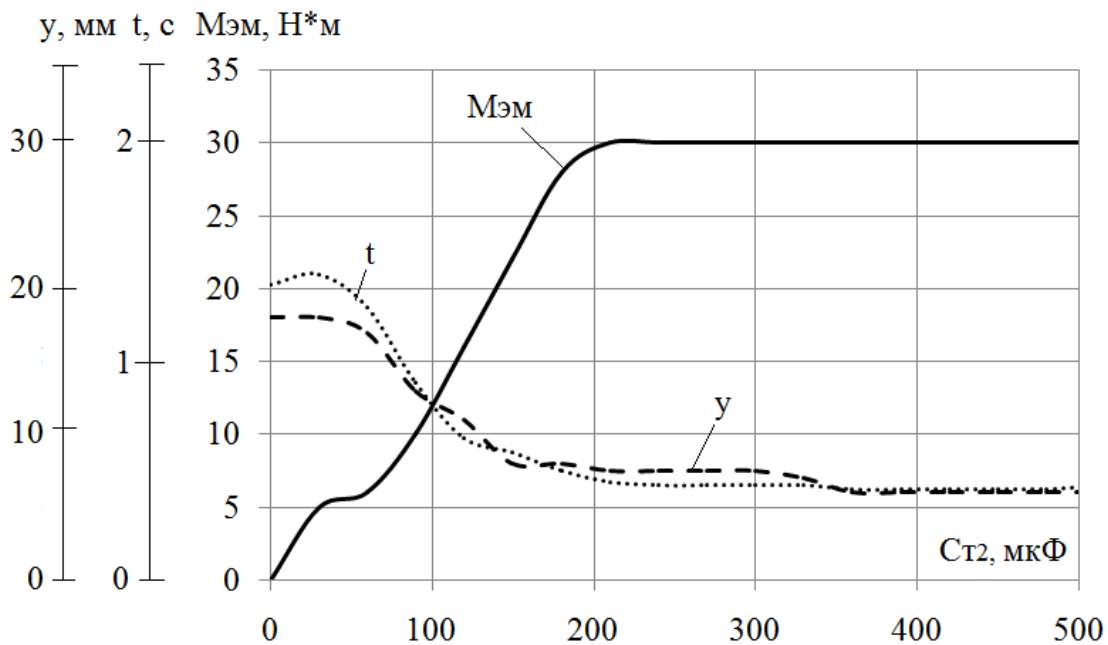


Рис. 4.13. Зависимость тормозного электромагнитного, времени торможения АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости тормозных конденсаторов

Анализ приведенной на рис. 4.13 зависимости показывает, что, не смотря на меньшие значения начальных тормозных моментов, эффективность торможения АДВД ВТМ с помощью подключаемых к обмоткам статора незаряженных конденсаторов существенно выше рассматриваемого в разделе 4.2.1 варианта. Связан данный результат с получением среднего значения тормозного момента на большем диапазоне изменения частоты вращения возбудителя в процессе торможения.

4.2.3 Двухступенчатое торможение с предварительно подключенными тормозными конденсаторами и конденсаторами, подключаемыми после отключения АДВД

Для механизмов, требующих минимальных времени и пути торможения, можно применять двухступенчатое конденсаторное торможение, которое объединяет рассмотренные ранее разновидности индивидуального конденсаторного торможения [51]. В подобной схеме присутствует небольшая постоянно подключаемая емкость, обеспечивающая начало торможения сразу же после отключения АДВД от сети и значительная емкость, подключаемая через короткий промежуток времени после отключения возбудителя, обеспечивающая повышение эффективности торможения и дальнейшему снижению скорости.

График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД при $M_{СТ}=0,2M_{П}$, $m_I'=10$ кг и двухступенчатом торможении с конденсаторами

$C_{T1}=60 \text{ мкФ}$ и $C_{T2}=100 \text{ мкФ}$, показан на рис. 4.14. Как видно на рис. 4.14 изменение тормозного электромагнитного момента в начале процесса самовозбуждения АДВД сопровождается значительными его колебаниями, вызванными переходными электромагнитными процессами при быстром разряде первой ступени конденсаторов и зарядом второй ступени конденсаторов. Последующее поведение электромагнитного момента в процессе торможения объясняется подключенной второй ступенью тормозных конденсаторов (время подключения 0,002 с). Из графиков видно, что появление последующего среднего по значению тормозного момента положительно сказывается на времени торможения, уменьшая последнее. Кроме того, график изменения частоты вращения АДВД сопровождается меньшими амплитудами колебаний ввиду быстрого снижения скорости ротора. Максимальный пик начального тормозного момента существенно больше аналогичного пика при торможении с предварительно заряженными конденсаторами. Связан полученный эффект с изменением диапазона начала и завершения процесса самовозбуждения. Так, чем меньше значение емкости тормозных конденсаторов, тем выше диапазон скоростей АДВД при котором начинается и заканчивается процесс конденсаторного торможения. Соответственно, чем выше указанный диапазон скоростей начала самовозбуждения электродвигателя, тем выше остаточная ЭДС в обмотках статора АДВД. Наложение остаточного тока вызванного остаточной ЭДС обмотки статора с разрядным током конденсаторов первой ступени вызывает максимальные аperiodические составляющие переходного тормозного электромагнитного момента.

Анализируя график изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера при двухступенчатом торможении при $C_{T1}=60 \text{ мкФ}$ и $C_{T2}=100 \text{ мкФ}$, представленном на рис. 4.14, можно заключить, что полученный в процессе торможения момент существенно сокращает амплитуду резонансных колебаний ВТМ. Так амплитуду колебаний уменьшилась на 41,7% по сравнению с соответствующими амплитудами при выбеге и на 2,87% по сравнению с торможением при подключении незаряженных тормозных конденсаторов.

На рис. 4.15 представлены графики изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД ВТМ при двухступенчатом конденсаторном торможении с $M_{CT}=0,2M_{II}$, $C_{T1}=60 \text{ мкФ}$ и $C_{T2}=200 \text{ мкФ}$. Тормозной электромагнитный момент имеет ярко выраженную аperiodическую составляющую, связанную с переходными процессами при коммутации тормозных конденсаторов. Кроме того, максимальный начальный тормозной АДВД существенно увеличился, связано это с переходными процессами, вызванными мгновенным подключением значительной емкости второй ступени и началом ее заряда.

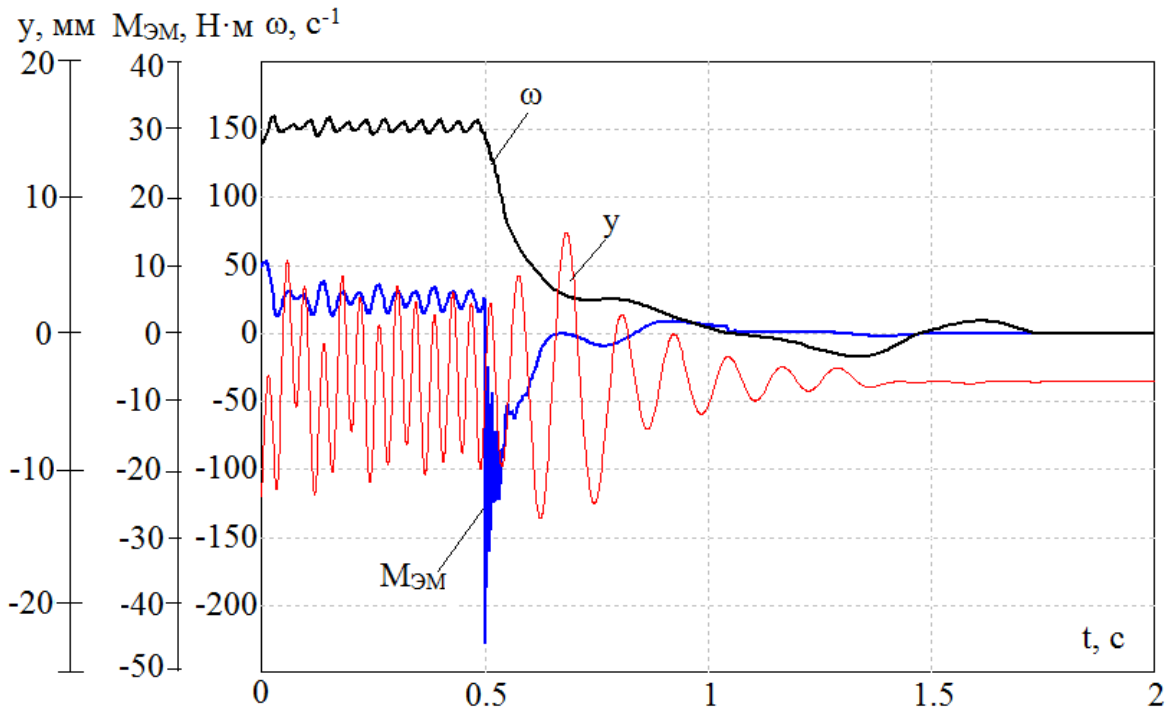


Рис. 4.14. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг, $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=100$ мкФ

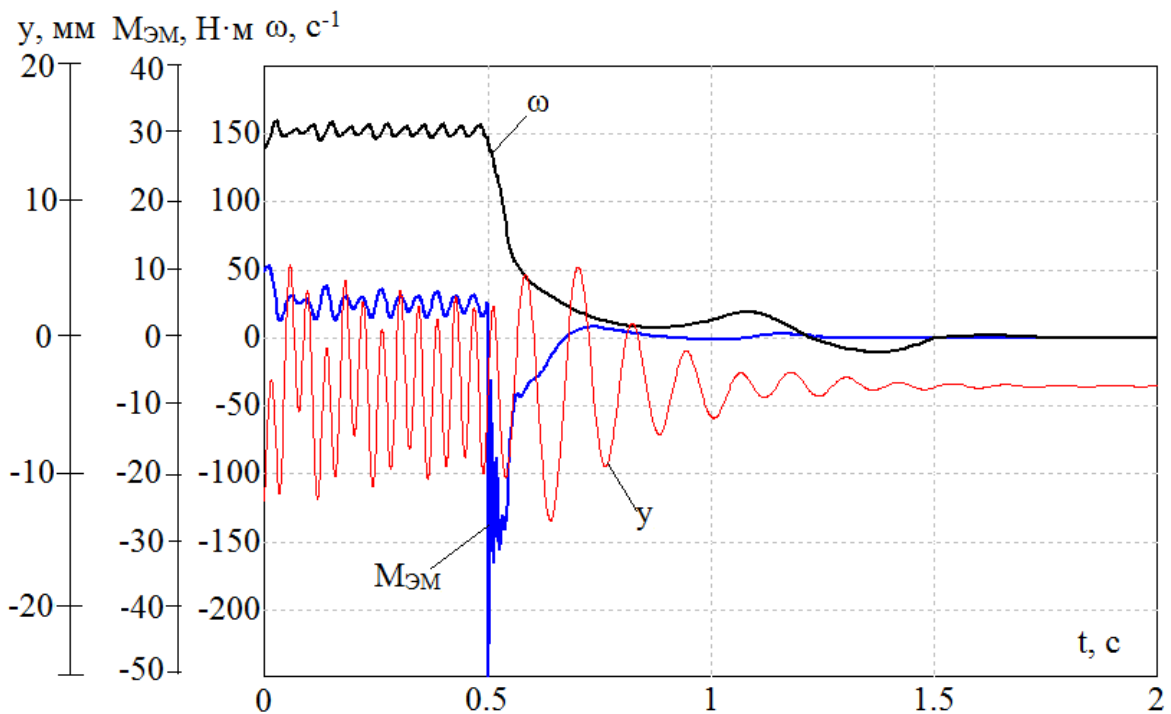


Рис. 4.15. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг, $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=200$ мкФ

Очевидно, что средний тормозной момент сохраняется на большом диапазоне изменения частоты вращения АДВД, что положительно сказывается на уменьшении времени торможения.

Анализируя график изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера при двухступенчатом торможении при $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=200$ мкФ, представленном на рис. 4.15, можно заключить, что полученный в процессе торможения момент существенно сокращает амплитуду резонансных колебаний ВТМ. Так амплитуду колебаний уменьшилась на 55,6% по сравнению с соответствующими амплитудами при выбеге и на 2,8% по сравнению с торможением при подключении незаряженных тормозных конденсаторов.

Поведение тормозного электромагнитного момента и частоты вращения АДВД при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг, $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=400$ мкФ показано на рис. 4.16. Очевидно, что увеличение емкости второй ступени тормозных конденсаторов существенно увеличивает значение начального тормозного момента. Кроме того, с увеличением емкости тормозных конденсаторов возросло значение среднего тормозного момента электродвигателя, что увеличивает интенсивность торможения вибрационного транспортера. Снизилась так же переменная составляющая тормозного момента. Объясняется полученный результат увеличением времени заряда и разряда конденсаторов, что снижает наличие апериодических составляющих тока в обмотках статора АДВД. График изменения частоты вращения АДВД носит экспоненциальный характер. Снижение интенсивности самовозбуждения АДВД, на нижних частотах вращения, обусловлена уменьшением значения электромагнитной энергии, расходуемой в процессе конденсаторного торможения электродвигателя.

Анализируя график изменения амплитуды колебаний вибрационного транспортера при двухступенчатом торможении при $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=400$ мкФ, представленном на рис. 4.16, можно заключить, что полученный в процессе торможения момент существенно сокращает амплитуду резонансных колебаний ВТМ. Так амплитуду колебаний уменьшилась на 56% по сравнению с соответствующими амплитудами при выбеге и на 0,4% по сравнению с торможением при подключении незаряженных тормозных конденсаторов. Следовательно, двухступенчатое конденсаторное торможение АДВД ВТМ обладает более высокой эффективностью по сравнению с одноступенчатым торможением. Данное обстоятельство связано с тем, что тормозной момент, прикладываемый к АДВД, при двухступенчатом торможении присутствует практически на всем протяжении процесса торможения машины.

В результате исследования конденсаторного торможения АДВД вибрационных транспортирующих машин с помощью математической модели, была построена зависимость максимального тормозного момента, времени останова АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости

незаряженных тормозных конденсаторов при двухступенчатом конденсаторном торможении, рис. 4.17.

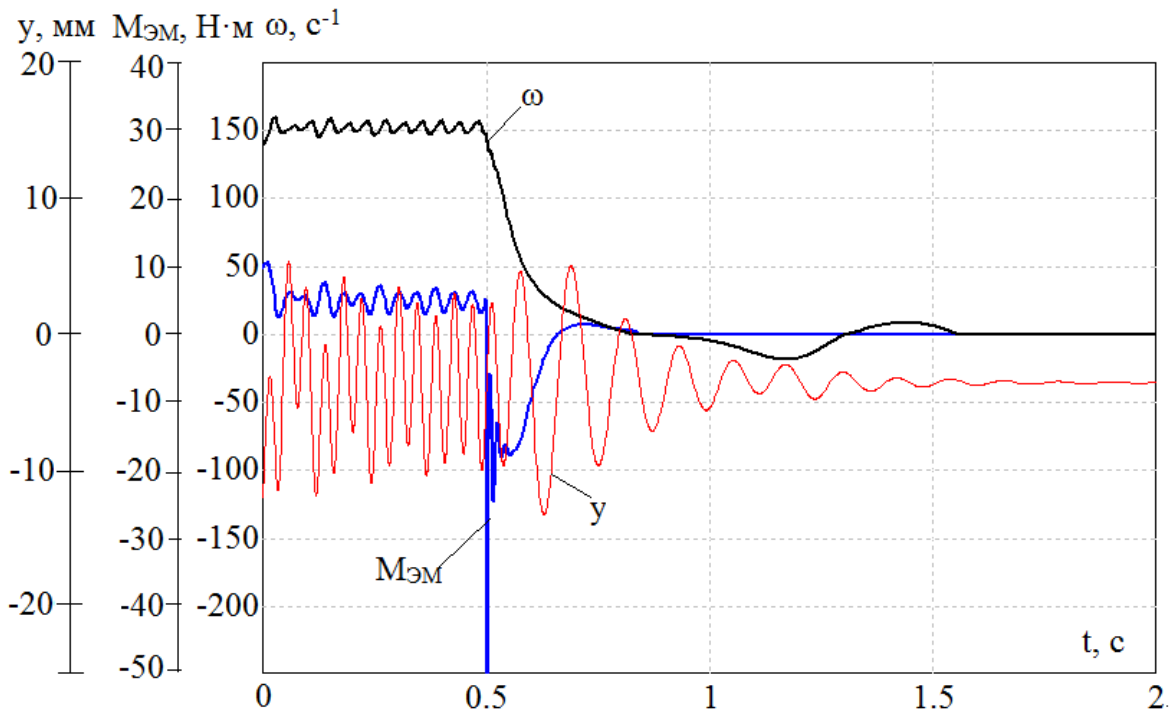


Рис. 4.16. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при $M_{СТ}=0,2M_{П}$, $m_1'=10$ кг, $C_{T1}=60$ мкФ и $C_{T2}=400$ мкФ

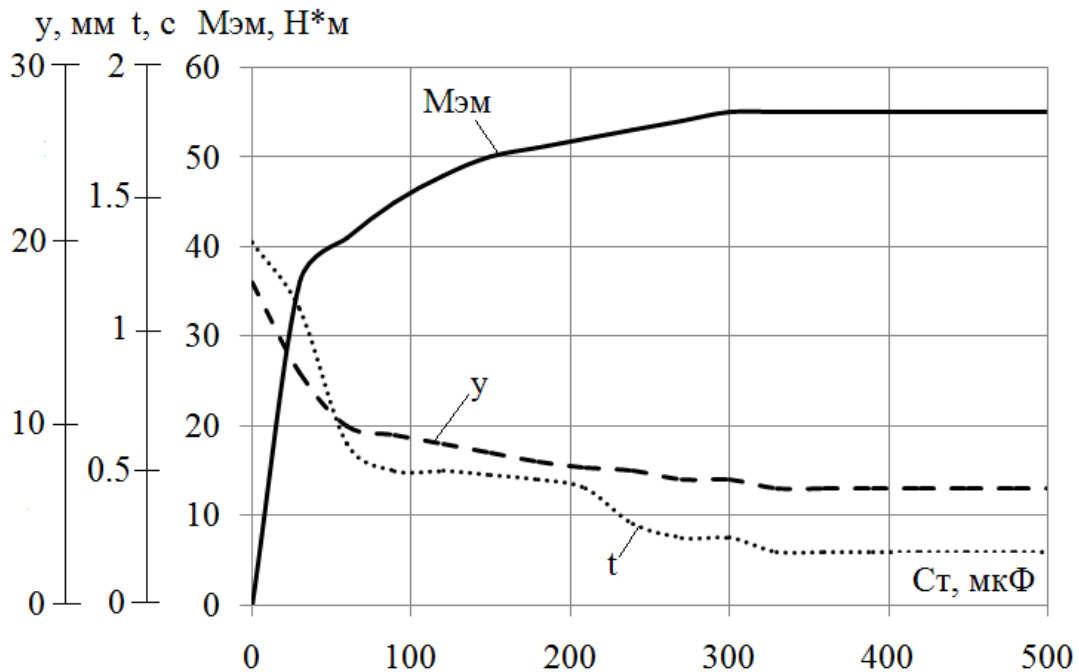


Рис. 4.17. Зависимость тормозного электромагнитного момента, времени торможения АДВД и амплитуды колебаний ВТМ от величины емкости тормозных конденсаторов при двухступенчатом торможении

Анализируя построенную зависимость можно заключить, что, не смотря на меньшее значение начального тормозного электромагнитного момента развиваемого АДВД по сравнению с аналогичной зависимостью торможения при помощи предварительно заряженных конденсаторов время останова при двухступенчатом конденсаторном торможении существенно ниже.

Полученный результат объясняется быстрым самовозбуждением АДВД в начале процесса торможения за счет небольшой постоянно подключенной возбуждаемой емкости и последующим сохранением среднего значения тормозного момента при подключении значительной емкости незаряженных конденсаторов. Следует отметить, что существенное влияние на процесс торможения АДВД ВТМ оказывает время подключения второй группы конденсаторов. Так с увеличением времени включения второй ступени конденсаторов возрастает значение среднего тормозного электромагнитного момента, однако, значение начального тормозного момента уменьшается. Поясняется данный эффект степенью насыщения магнитной системы как в начале процесса торможения, так и в его конце. Следовательно, с увеличением времени включения второй ступени, на начало процесса самовозбуждения электродвигателя влияет только небольшой разрядный ток первой ступени конденсаторов и соответственно начальное значение тормозного момента будет невысоким, однако, степень насыщения магнитной системы АДВД и ЭДС обмотки статора при этом увеличиваются. В связи с этим при подключении второй ступени тормозных конденсаторов достигается больший средний тормозной момент.

В связи с вышесказанным, можно рекомендовать двухступенчатое торможение для исключения неблагоприятных переходных процессов возникающих при прохождении ВТМ области собственных частот колебаний. Предполагается, что уменьшение влияния резонансных амплитуд колебаний в динамических режимах работы ВТМ, за счет конденсаторного торможения, увеличит надежность современных вибрационных транспортирующих машин.

4.3 Методика расчета и выбора тормозных конденсаторов для торможения АДВД ВТМ

Известно, что любая вибрационная транспортирующая машина имеет собственную частоту колебаний, которая зависит от динамических и постоянных свойств системы. Многие современные ВТМ конструируются с таким расчетом, чтобы их рабочие режимы располагались в промежутках между резонансными зонами. При этом машина должна пройти через одну или несколько резонансных зон, прежде чем будет достигнут номинальный режим работы. В качестве уравнений для определения собственной частоты колебаний ВТМ при проектировании могут быть использованы известные выражения, описанные в главе 2 настоящей работы:

$$\omega_{рез} = \sqrt{\frac{k}{m_1' + m_1}}, \quad (4.1)$$

где k – жесткость упругих связей; m_1' – масса грузонесущего органа с расположенными на нем двигателями; m_1 – масса груза, колеблющаяся в фазе с грузонесущим органом, которая зависит от частоты.

Известно также, что изменение параметров асинхронной машины и емкости конденсаторов приводит к изменению границ существования зоны конденсаторного торможения, которая в статике является режимом асинхронного генератора с возбуждающей емкостью. Так выражения для определения верхней и нижней границ зоны самовозбуждения могут быть представлены следующим образом [51, 71]:

$$\begin{cases} \alpha_{К.В} = m_B \sqrt{\frac{x_C}{x_1 \sigma}} \\ \alpha_{К.Н} = m_H \sqrt{\frac{x_C}{x_1}} \end{cases}, \quad (4.2)$$

где m_B и m_H – коэффициенты определяющие частоту тока статора на верхней и нижней частоте самовозбуждения АДВД;

$\sigma = 1 - x_{\mu}^2 / x_1 x_2'$ – коэффициент рассеяния АДВД;

x_c – емкостное сопротивление подключаемого к обмотке статора конденсатора.

Выражения для определения частоты тока статора при самовозбуждении принимают вид;

$$\begin{cases} m_B = \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \sigma - \frac{r_1^2}{x_1 x_C} + \sqrt{\left(1 + \sigma - \frac{r_1^2}{x_1 x_C} \right)^2 - 4\sigma} \right]}, \\ m_H = \sqrt{\frac{1}{2\sigma} \left[1 + \sigma - \frac{r_1^2}{x_1 x_C} - \sqrt{\left(1 + \sigma - \frac{r_1^2}{x_1 x_C} \right)^2 - 4\sigma} \right]}. \end{cases} \quad (4.3)$$

Коэффициенты m_B и m_H можно представить в виде зависимостей от соотношения $\frac{r_1^2}{x_1 x_C}$ при $\sigma = \text{const}$, что значительно облегчает пользование выражениями (4.2) и (4.3).

Из вышесказанного можно заключить, что для обеспечения оптимального процесса торможения с целью уменьшения амплитуд резонансных колебаний ВТМ, при условии известных верхней и нижней граничных зон существования процесса самовозбуждения, можно рекомендовать выбор емкости тормозных конденсаторов из следующего условия:

$$\alpha_{К.Н} < \omega_{рез} < \alpha_{К.В}. \quad (4.4)$$

Отсюда, емкостное сопротивление тормозных конденсаторов должно определяться выражениями и ограничивающим условием:

$$\frac{\alpha_{К.Н}^2 x_1}{m_H^2} < x_C < \frac{\alpha_{К.В}^2 x_1 \sigma}{m_B^2}. \quad (4.5)$$

Учитывая известное соотношение между емкостным сопротивлением и значением емкости, выражение (4.5) для определения значения емкости тормозных конденсаторов можно записать в виде:

$$\frac{m_H^2 10^6}{2\pi f_H \alpha_{К.Н}^2 x_1} < C_T < \frac{m_B^2 10^6}{2\pi f_H \alpha_{К.В}^2 x_1 \sigma}. \quad (4.6)$$

Следовательно, для обеспечения оптимального процесса самовозбуждения АДВД и из обеспечения условия (4.4) необходимо в выражениях для определения значения емкости тормозных конденсаторов учитывать значения частот тока статора и значений критических скоростей самовозбуждения АДВД. Только учитывая указанные выражения можно обеспечить рациональный выбор значений емкости тормозных конденсаторов, обеспечивая при этом минимальные амплитуды колебаний вибрационной системы в процессе конденсаторного торможения асинхронного вибровозбудителя.

4.4 Исследование процесса конденсаторного торможения АДВД ВТМ при несимметрии подключаемых тормозных конденсаторов

Как отмечалось в разделе 3.4 настоящей работы, существует несколько классов точности конденсаторов отличающихся возможным отклонением значения их емкости от номинальной величины. Отсюда следует, что применение тормозных конденсаторов различных классов точности для торможения АДВД, из-за разброса в номинальных параметрах, может привести к возникновению несимметричных режимов работы системы. Поэтому целесообразно провести исследования влияния отклонения емкости тормозных конденсаторов от номинальных значений на процесс самовозбуждения АДВД и торможения вибрационной системы.

На первом этапе, исследования проводились при соотношении $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_I'=10$ кг и $C_{TI}=400$ мкФ, а также с учетом отклонений в номинальных значениях емкостей в фазах *A* и *C* на +20% и в фазе *B* на -20%, оставшиеся параметры системы не изменились. Анализируя полученные графики, представленные на рис. 4.18, можно заключить, что отклонения в номинальных значениях емкостей тормозных конденсаторов приводит к образованию отличного от кругового магнитное поле, вызывающее дополнительные аперiodические составляющие тормозного электромагнитного момента. Тормозной момент в свою очередь, вызывает незначительные по амплитуде колебания частоты вращения АДВД. Следует заметить, что указанные колебания частоты вращения на всем протяжении процесса торможения практически не влияют на поведение колебательной системы, то

есть на изменение амплитуды резонансных колебаний вибротранспортирующей машины.

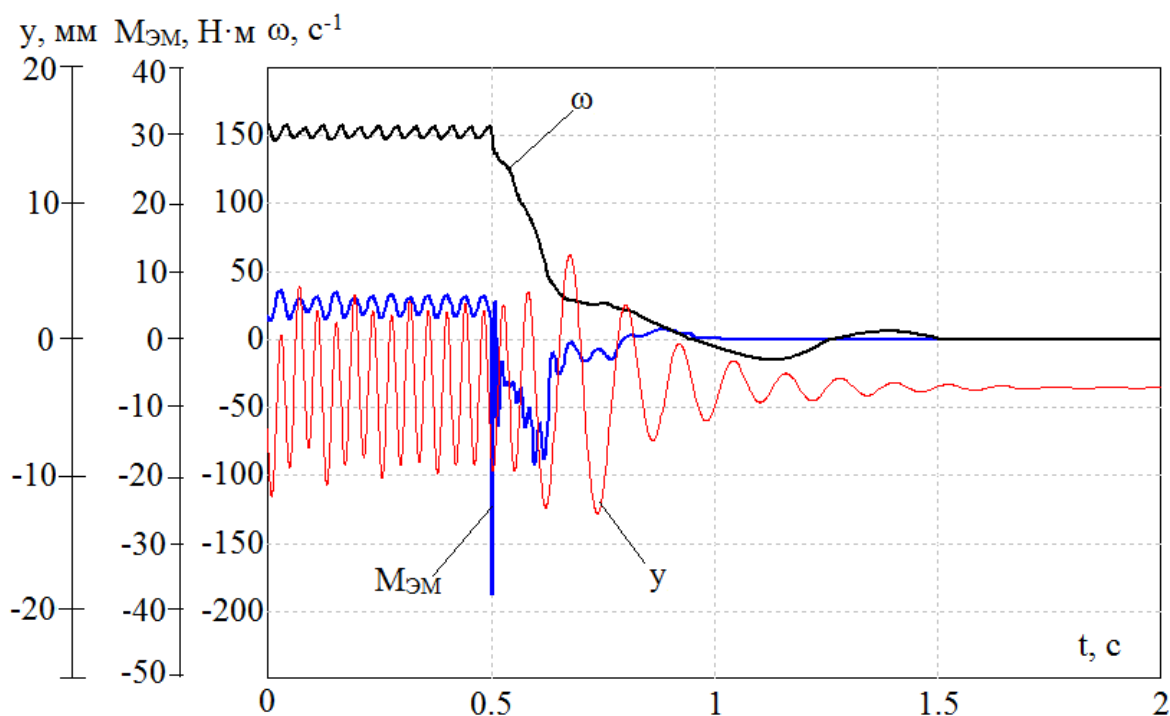


Рис. 4.18. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при отклонении емкости конденсатора в фазе A на $+20\%$, фазе B на -20% и фазе C на $+20\%$ при $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T1}=400$ мкФ

На втором этапе, исследования проводились при соотношении $M_{CT}=0,2M_{II}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=400$ мкФ, отклонений в номинальных значениях емкостей в фазах A и C на $+20\%$ и в фазе B на -20% , оставшиеся параметры системы не изменились. Полученные в процессе исследования графики представлены на рис. 4.19. Анализируя график изменения тормозного электромагнитного момента можно говорить, что несимметрия тормозных конденсаторов вызывает образование переменных составляющих тока обмоток статора и как следствие получение колебательного характера тормозного момента. Появление существенной аperiодической составляющей тормозного электромагнитного на втором этапе исследования, также не приводят к существенному изменению резонансных амплитуд колебательной системы.

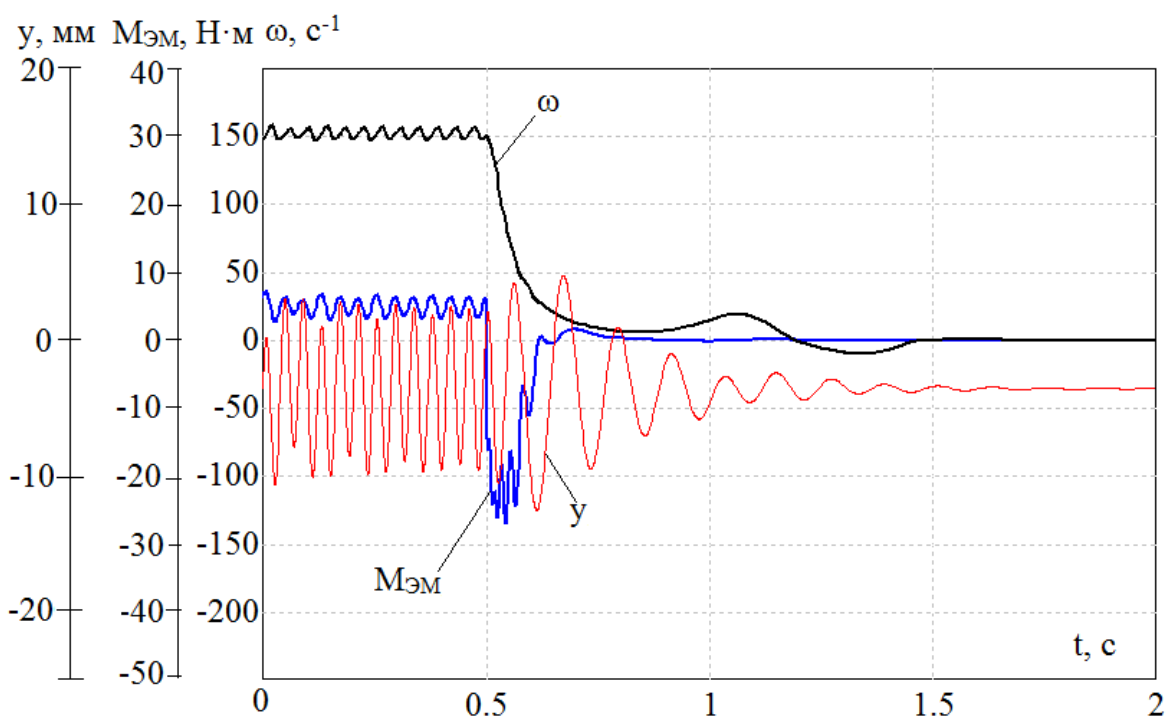


Рис. 4.19. График изменения частоты вращения и электромагнитного момента АДВД, амплитуды колебаний системы по оси Y при отклонении емкости конденсатора в фазе A на $+20\%$, фазе B на -20% и фазе C на $+20\%$ при $M_{CT}=0,2M_{П}$, $m_1'=10$ кг и $C_{T2}=400$ мкФ

Ввиду полученного результата, при исследовании несимметричных тормозных режимов вибротранспортирующей машины с АДВД и одной ступенью заряженных и незаряженных конденсаторов, можно предположить получение аналогичного результата при исследовании несимметрии емкостей в различных фазах АДВД при двухступенчатом торможении.

5 РЕАЛИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОНДЕНСАТОРНЫМ ПУСКОМ И ТОРМОЖЕНИЕМ АДВД ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

5.1 Реализация микропроцессорной системы управления конденсаторной установкой

В настоящее время на заводе грузовых шин ОАО «Нижекамскшина» для влагоотделения и транспортировки резиновых гранул от технологической линии резиносмешения используют вибрационный транспортирующий конвейер с описанными в главе 1 недостатками, характерными для резонансных машин, рис. 5.1. В связи с чем, для подтверждения теоретических положений настоящей работы была проведена модернизация релейно-контакторной системы управления АДВД промышленного образца на современную микропроцессорную систему управления с конденсаторным пуско-тормозным устройством (рис. 5.2) и проведены необходимые экспериментальные исследования.



Рис. 5.1. Вибрационный влагоотделяющий транспортирующий конвейер

Реализованное конденсаторное устройство для пуска, торможения и компенсации реактивной мощности служит для повышения пускового и тормозного электромагнитного момента асинхронных двигателей дебалансных вибраторов.



Рис. 5.2. Микропроцессорная система управления с конденсаторным устройством

Основным узлом построенной системы управления является промышленный контроллер PIXEL и модуль расширения MR800 фирмы ООО «Сегнетик».

Основными возложенными на контроллер функциями являются:

- 1) переключение группы пусковых конденсаторов при форсированном пуске АДВД ВТМ;
- 2) переключение группы компенсирующих конденсаторов для компенсации реактивной мощности АДВД в процессе работы;
- 3) переключение группы тормозных конденсаторов при конденсаторном торможении АДВД ВТМ;
- 4) расчет необходимых временных задержек для выдачи управляющих сигналов.

Как показали испытания, разработанная система обеспечивает быстрый разгон и торможение центробежных вибраторов на основе асинхронных двигателей, а также компенсирует реактивную мощность в рабочем режиме.

5.2 Результаты экспериментальных исследований

Для подтверждения теоретических результатов полученных с помощью математической модели системы «ВТМ-нагрузка-двигатель» проведено экспериментальное исследование пуско-тормозных режимов АДВД

действующего вибрационного влагоотделяющего транспортера подготовительного производства ЗГШ ОАО «Нижекамскшина». При проведении экспериментальных исследований, в целях получения и архивирования значений измеряемых параметров, были использованы датчик скорости типа ТГМ-30П – для измерения скорости АДВД, цифровой осциллограф-мультиметр типа Fluke 123.

Результаты исследования приведены ниже в виде графиков изменения частота вращения вала АДВД вибрационного транспортера.

На рис. 5.3-5.4 изображены экспериментальные осциллограммы и расчетные графики изменения частоты вращения АДВД в режимах прямого пуска и торможения выбегом при соотношении $M_{CT}=0,05M_{II}$ и $m_I'=25$ кг.

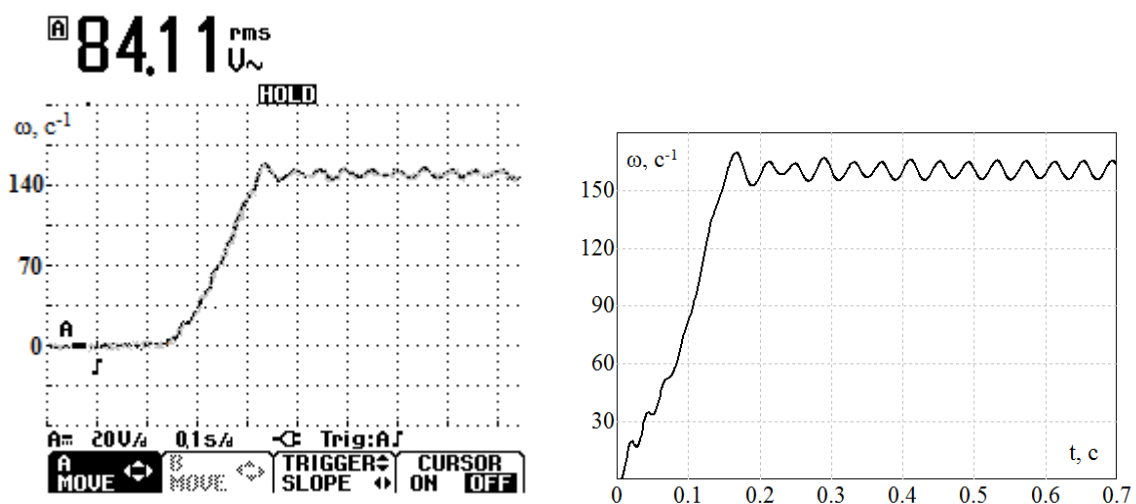


Рис. 5.3. Экспериментальный и расчетный графики изменения частоты вращения АДВД ВТМ при прямом пуске с $M_{CT}=0,05M_{II}$ и $m_I'=25$ кг

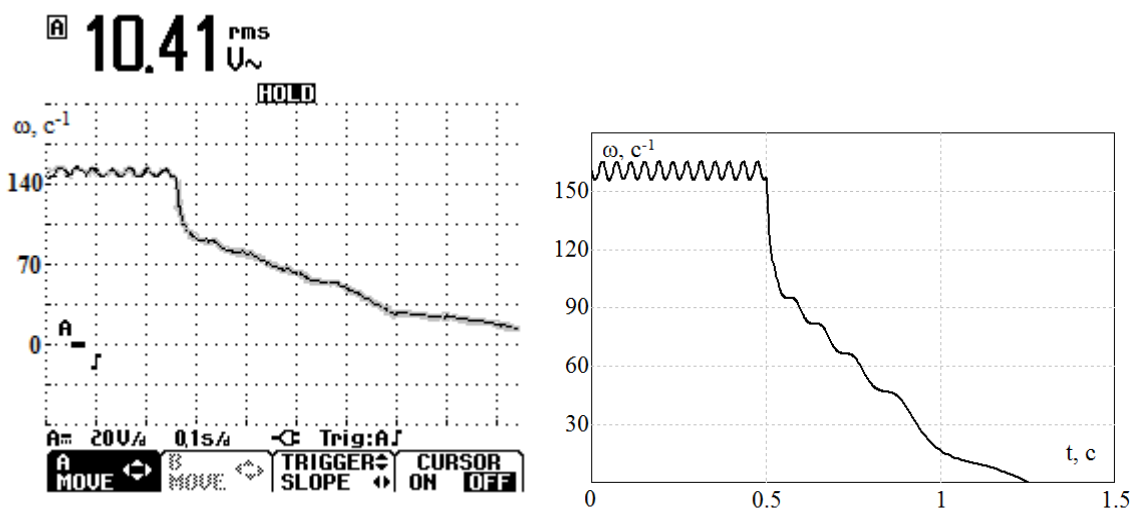


Рис. 5.4. Экспериментальный и расчетный графики изменения частоты вращения АДВД ВТМ при выбеге с $M_{CT}=0,05M_{II}$ и $m_I'=25$ кг

Дальнейшие экспериментальные исследования пуско-тормозных режимов проводились для форсированного конденсаторного пуска и одноступенчатого конденсаторного торможения с незаряженными конденсаторами. На рис. 5.5-5.6 изображены экспериментальные осциллограммы и расчетные графики изменения частоты вращения АДВД в режимах форсированного пуска и конденсаторного торможения при $M_{CT}=0,05M_{II}$ на и $m_1'=25$ кг ВТМ. Емкости пусковых и тормозных конденсаторов имеют следующие значения – $C_{II}=200$ мкФ и $C_{T2}=400$ мкФ.

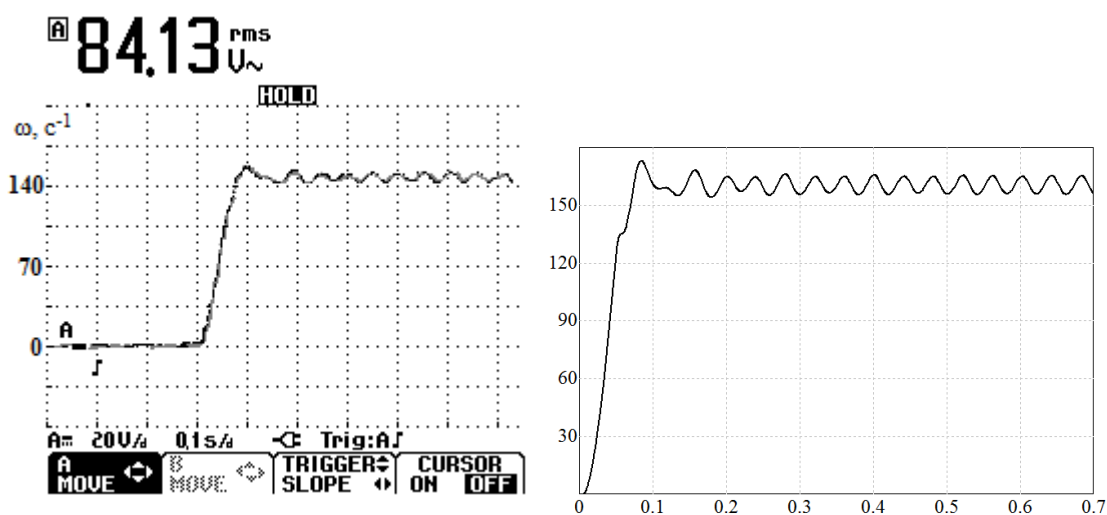


Рис. 5.5. Экспериментальный и расчетный графики изменения частоты вращения АДВД ВТМ при форсированном пуске с $M_{CT}=0,05M_{II}$, $m_1'=25$ кг и $C_{II}=200$ мкФ

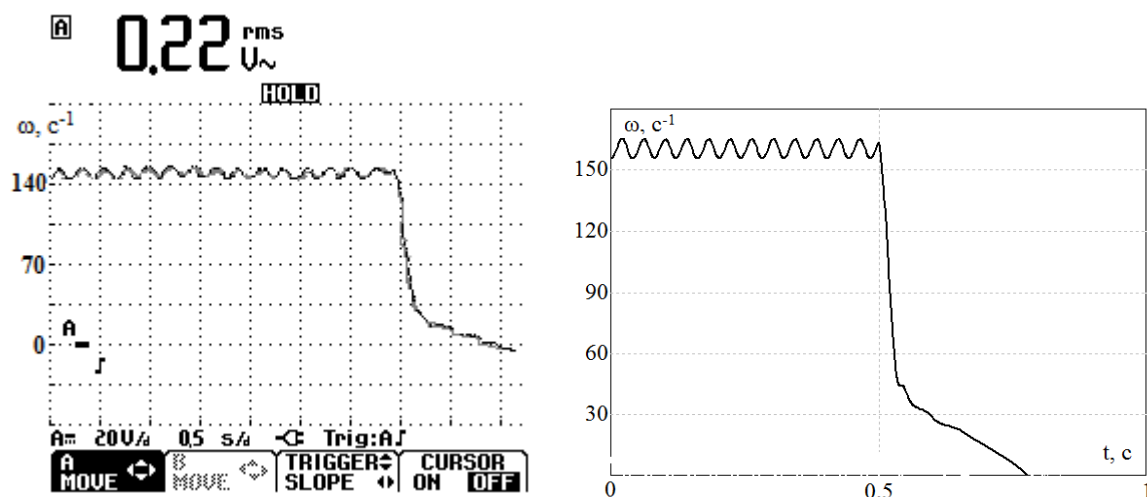


Рис. 5.6. Экспериментальный и расчетный графики изменения частоты вращения АДВД ВТМ при конденсаторном торможении с $M_{CT}=0,05M_{II}$, $m_1'=25$ кг и $C_{T2}=400$ мкФ

Из осциллограмм экспериментального исследования можно заключить, что форсированный пуск и конденсаторное торможение АДВД ВТМ приводят к увеличению темпа нарастания и снижения скорости вибровозбудителя в динамических режимах и уменьшению переходных амплитуд колебаний ВТМ при прохождении машиной области резонансных частот. Полученный результат подтверждает теоретические положения работы, полученные при математическом моделировании пуско-тормозных режимов работы АДВД в составе ВТМ.

Для определения адекватности математической модели вибросистемы оценивается погрешность математического эксперимента.

Выделяют четыре источника погрешности математического эксперимента: математическая модель, исходные данные, численный метод и округления в процессе вычислений.

Выявлено, что для данных экспериментов основная составляющая погрешности – погрешность математической модели, так как исходные данные получены на основе паспортных, для численных вычислений используется стандартный метод Рунге-Кутты с регулируемой погрешностью, а погрешность округления при этом пренебрежимо мала.

Погрешность математической модели связана с приближенностью математического описания физического явления, обусловленной как сознательной его схематизацией в целях упрощения задачи, так и относительностью и ограниченностью существующих знаний об окружающем мире. Количественно оценить эту составляющую погрешности результатов математического эксперимента можно лишь путем их прямого сопоставления с данными натурального эксперимента. Однако провести такое сопоставление часто не представляется возможным. В этой связи условием достоверности математической модели следует считать ее удовлетворение критерию практики, при этом требование критерия практики – это не только соответствие полученных результатов прямому эксперименту, но и то, что полученные с помощью данной модели результаты способствуют достижению целей, стоящих перед исследователем [18, 29].

Определение погрешности результатов математического эксперимента выполняется путем сравнения их с результатами физического эксперимента. Для сравнения выбраны следующие параметры: ω_{ycm1} и ω_{ycm2} – значение постоянной составляющей установившейся частоты вращения двигателя (при пуске и торможении соответственно); t_{nn1} и t_{nn2} – время переходного процесса (время, за которое угловая частота достигает значения ω_{ycm1} и ω_{ycm2}); ω_{max1} и ω_{max2} – максимальное и минимальное значение частоты вращения в первый полупериод при пуске и торможении. Расчет относительной погрешности δ произведен по известной формуле:

$$\delta = (x - X) / X, \quad (5.1)$$

где x – результат эксперимента, а X – истинное значение искомой величины. В качестве истинного значения приняты значения физического эксперимента.

Для заданных значений статического момента дебаланса и массы транспортируемого груза получены следующие значения относительных погрешностей: $\delta(\omega_{уст1})=3,3-4\%$, $\delta(\omega_{уст2})=0\%$, $\delta(\omega_{max1})=2,9-3,5\%$, $\delta(\omega_{max2})=0,5-5\%$, $\delta(t_{nn1})=6,6-7,5\%$, $\delta(t_{nn2})=3-4,5\%$, что позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели вибрационного транспортера и пригодности для исследования динамических режимов вибрационных установок данного типа. Результаты экспериментальных исследований подтвердили основные выводы, полученные при помощи математического моделирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. С помощью метода электромеханических аналогий рассмотрены различные схемы вибротранспортирующих машин и получены аналитические выражения для расчета мощности и характера нагрузки на вибродвигатель в установившихся режимах. Получены дифференциальные уравнения описывающие поведение вибрационной системы в динамических режимах.

2. Получено математическое описание асинхронного двигателя в фазовых координатах позволяющее учитывать наличие пуско-тормозных конденсаторов в цепи статора и возможную асимметрию в значениях их емкости, насыщение магнитопровода статора, эффект вытеснения тока ротора и вибрационную нагрузку на электродвигатель.

3. Создан программный комплекс на основе обобщенной математической модели асинхронного дебалансного электропривода с учетом параметров системы «ВТМ-технологическая нагрузка-электродвигатель» и последовательно подключенных к обмоткам статора пуско-тормозных конденсаторов, позволяющий исследовать динамические и статические режимы работы вибрационной установки.

4. Получен вывод, что скорость АДВД при прямом пуске в резонансную зону существенно зависит от значения статического момента. При значительных значениях статического момента наблюдаются провалы скорости, электромагнитного момента и возможно «застывание» скорости АДВД в области резонансных частот, вызывающих значительное увеличение момента сопротивления приложенного к двигателю и амплитуд колебаний вибрационного транспортера. Не допустимый режим проявляется уже при соотношении $M_{ст}=0,4M_{п}$. С увеличением величины статического момента длительность процесса торможения существенно увеличивается, что вызывает достаточно длительное нахождение рабочей точки электромеханической характеристики АДВД в области собственных частот колебаний вибрационной машины. Данной обстоятельство приводит к увеличению максимальных переходных амплитуд колебаний системы, негативно влияющих на конструктивную надежность вибротранспортирующей машины.

5. Установлено, что масса транспортируемого груза может существенно влиять на процесс пуска и разгона АДВД и для облегчения перехода через резонанс можно рекомендовать пускать машину под технологической нагрузкой. Однако следует отметить, что пуск машины следует производить при умеренных нагрузках обусловленных конструкцией машины. Так как при чрезмерных нагрузках потребление мощности может оказаться значительным, а действие груза на машину может неблагоприятно сказаться как на процессе транспортирования, так и на целостности машины в целом.

6. Установлено, что использование конденсаторов подключаемых к обмоткам статора АДВД во время пуска в диапазоне расчетных значений емкости существенно повышает пусковой момент и позволяет сократить за счет

быстрого прохождения вибрационной системой зоны резонанса значения начальных амплитуд колебаний на 16-20%.

7. Предложена методика расчета и выбора емкости конденсаторов исходя из условия максимального увеличения пускового электромагнитного момента АДВД и критерия отсутствия его самовозбуждения.

8. В ходе исследований выяснено, что несимметрия в значениях величин пусковой емкости в трех фазах статора приводит к увеличению колебаний пускового электромагнитного момента, что в свою очередь увеличивает период разгона АДВД и неблагоприятно сказывается на поведении вибрационной системы. Несимметрия значений емкостей конденсаторов в трех фазах статора электродвигателя приводит к значительному увеличению бросков электромагнитного момента и увеличению амплитуды колебаний системы на 20-25% в зоне резонансных частот.

9. Установлено, что в результате подключения заряженных тормозных конденсаторов к обмоткам статора АДВД в процессе торможения, темп прохождения вибрационной транспортирующей машиной резонансной области существенно увеличивается, что приводит к значительному снижению переходных амплитуд колебаний вибрационной системы. Подключение заряженных тормозных конденсаторов позволило уменьшить амплитуду колебаний ВТМ на 51,5% при прохождении области собственных частот системы при $C_{T1}=400$ мкФ.

10. Установлено, что, не смотря на меньшие значения начальных тормозных моментов, эффективность торможения АДВД ВТМ с помощью подключаемых к обмоткам статора незаряженных конденсаторов существенно выше, чем при подключении заряженных конденсаторов. Подключение незаряженных тормозных конденсаторов позволило уменьшить амплитуду колебаний ВТМ на 55,6% при прохождении области собственных частот системы, позволило на 4,1% уменьшить значения резонансных амплитуд по сравнению с подключением предварительно заряженных конденсаторов при $C_{T2}=400$ мкФ.

11. Установлено что при двухступенчатом конденсаторном торможении величина резонансных амплитуд ВТМ меньше чем при одноступенчатом конденсаторном торможении. Так амплитуду колебаний уменьшилась на 56% по сравнению с соответствующими амплитудами при выбеге и на 0,4% по сравнению с торможением при подключении незаряженных тормозных конденсаторов. Полученный результат объясняется быстрым самовозбуждением АДВД в начале процесса торможения за счет небольшой постоянно подключенной возбуждаемой емкости и последующим сохранением среднего значения тормозного момента при подключении значительной емкости незаряженных конденсаторов.

12. Предложена методика расчета и выбора величины емкости тормозных конденсаторов исходя из условия рационального использования при ограничении переходных амплитуд колебаний ВТМ в процессе торможения.

13. Экспериментально подтверждена адекватность разработанной математической модели вибрационного транспортера и ее пригодность для исследования динамических режимов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аграновская, Э. А. Исследование процессов прохождения через резонанс в устройствах с инерционными возбудителями / Э. А. Аграновская // Изв. АН СССР. Механика. – 1965. – № 4. – С. 101–107.
2. Аграновская, Э. А. Расчет колебаний вибрационных машин при прохождении через резонанс / Э. А. Аграновская // Обогащение руд. – 1966. – № 5. – С. 31-34.
3. Аграновская, Э. А. Исследование переходных процессов в инерционных вибромашинах с помощью электронной моделирующей установки / Э. А. Аграновская // Вибрационная техника: мат-лы науч.-техн. конф. – М., 1966. – С. 311-314.
4. Алимхаджаев, К. Т. Взаимное влияние электромагнитных и механических переходных процессов в асинхронных вибродвигателях / К. Т. Алимхаджаев // Электротехника. – 2003. – №8. – С. 20-24.
5. Антипов, В. И. Динамика резонансной транспортно-технологической машины / В. И. Антипов, И. В. Палашова // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. – 2010. – №3. – С. 141-147.
6. Афанасьев, А. И., Братыгин Е. В. Энергоемкость транспортирования материала в резонансном питателе / А. И. Афанасьев, Е. В. Братыкин // Уральский государственный горный университет. – 2006. – №16. – С. 396-397.
7. Базаров, Н. Х. Автоматика вибромашин / Н. Х. Базаров. – Ташкент: Узбекистан, 1976. – 120 с.
8. Базаров, Н. Х., Шинянский А. З. Проблемы развития вибрационных электроприводов транспортных механизмов / Н. Х. Базаров, А. З. Шинянский // Автоматизированный электропривод в промышленности. – М.: Энергия, 1975. – С. 270–274.
9. Базаров, Н. Х. Теория, принципы построения, разработка и внедрение автоматизированных виброэлектроприводов: дис. ... док. техн. наук. / Н. Х. Базаров. – Ташкент, 1990. – 213 с.
10. Бауман, В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве: учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов / В. А. Базаров, И. И. Быховский. – М.: Высшая школа, 1977. – 255 с.
11. Бауман, В. Г. Самовозбуждение асинхронных двигателей с последовательными конденсаторами / В. Г. Бауман, О. В. Иванов, Б. И. Комаров // Электричество. – 1961. – №5. – С. 38-44.
12. Блехман, И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
13. Блехман, И. И. Синхронизация в природе и технике / И. И. Блехман. – М.: Наука, 1981. – 352 с.
14. Блехман, И. И. Синхронизация динамических систем / И. И. Блехман. – М.: Наука, 1971. – 894 с.

15. Блехман, И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
16. Быховский, И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский. – М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.
17. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины. – 509 с.: ил.
18. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./ Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 5. Измерения и испытания. – 496 с.: ил.
19. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: Справочник / Под ред. В. А. Баумана, И. И. Быховского, Б. Г. Гольдштейна. – М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
20. Виноградов, А. Б. Учет потерь в стали, насыщения и поверхностного эффекта при моделировании динамических процессов в частотно-регулируемом асинхронном электроприводе / А. Б. Виноградов // Электротехника. – 2005. – № 5. – С. 57-61.
21. Вишневский, Г. В., Савченко А. Г. Влияние переходных процессов в приводе на режим работы резонансных вибромашин / Г. В. Вишневский, А. Г. Савченко // Известия высших учебных заведений «Электромеханика». 1978. – №8. – С. 841-845.
22. Возмилов, А. Г. Ограничение резонанса в переходных процессах асинхронного электропривода зарезонансной виброзерноочистительной машины / А. Г. Возмилов, Р. Б. Яруллин // Вестник КрасГАУ. – 2010. – №1. – С. 145-147.
23. Гандин, Б. Д. Пуск асинхронных двигателей / Б. Д. Гандин, Г. Р. Гревнин, Н. А. Лазаревский. – Л.: Судостроение, 1980. – 192 с.: ил.
24. Герц, М. Е. Влияние привода на вибротранспортирование / М. Е. Герц, М. М. Герц // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – № 2. – С. 22-27.
25. Гончаревич, И. Ф. Исследование вибрационных транспортирующих машин с ограниченным возбуждением / И. Ф. Гончаревич // Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. – М., 1972. – С. 25-38.
26. Гончаревич, И. Ф. Динамика вибрационного транспортирования / И. Ф. Гончаревич. – М.: Наука, 1972. – 243 с.
27. Гончаревич, И. Ф. Вибрационные грохоты и конвейеры / И. Ф. Гончаревич, В. Д. Земсков, В. И. Корешков. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 215 с.
28. Гончаревич, И. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М.: Наука, 1998. – 320 с.
29. Горбунов, А. А. Математическое моделирование и исследование частотно-управляемого асинхронного вибрационного электропривода: дис. ... канд. техн. наук. / А. А. Горбунов. – Ульяновск, 2008. – 210 с.

30. Горбунов, А. А. Исследование дебалансных виброприводов / А. А. Горбунов // Тезисы докладов 41 научно-технической конференции УлГТУ. – Ульяновск, 2007. – С. 7.

31. Горбунов, А. А. Пакет МВТУ – реальная альтернатива коммерческому ПО в области математического моделирования / А. А. Горбунов // Тезисы докладов 42 научно-технической конференции УлГТУ. – Ульяновск, 2008. – С. 14.

32. Горбунов, А. А. Анализ динамических режимов резонансных вибромашин (Эффект Зоммерфельда) / А. А. Горбунов, В. Н. Дмитриев, Е. Н. Гаврилов // Вестник Ульяновского государственного технического университета. – 2009. – №2. – С. 26-27.

33. Гортинский, В. В. Управления запуском колебательной системы с инерционным возбуждением / В. В. Гортинский, Б. Г. Хвалов // В кн.: Теория механизмов и машин: Тез. докл. I Всесоюзного съезда. – Алма-Ата, 1977. – С. 91-92.

34. Гладков, С. Н. Электромеханические вибраторы / С. Н. Гладков. – М.: Машиностроение, 1966. – 84 с.

35. Джаббаров, А. Д. Разработка, построение и исследование системы управления электроприводами вибрационных машин с двухдвигательными центробежными вибровозбудителями: дис. ... канд. техн. наук. / А. Д. Джаббаров. – Санкт-Петербург, 2006. – 146 с.

36. Дмитриев, В. Н. Разработка и исследование синхронных двигателей для сейсмических вибраторов: дис. ... канд. техн. наук. / В. Н. Дмитриев. – Томск, 1975. – 211 с.

37. Дмитриев, В. Н. Исследование вибрационных электроприводов / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов, Ю. В. Анисимова // Тезисы докладов XL научно-технической конференции. – Ульяновск. – 2006. – С. 3.

38. Дмитриев, В. Н. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2008. – № 1-2. – С. 119–122.

39. Дмитриев В. Н. Пусковые режимы дебалансных вибраторов / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов, Е. А. Максимова // Тезисы докладов XL научно-технической конференции. – Ульяновск. – 2006. – С. 7.

40. Дмитриев, В. Н. Вибрационный электропривод на базе дебалансов с переменным статическим моментом / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов, Е. Н. Гаврилов, Н. А. Хахалева // Вопросы теории и проектирования электрических машин. Моделирование электромеханических процессов: сборник научных трудов / Ульяновский гос. техн. ун-т. – Ульяновск: УлГТУ, 2010. – С. 130-135.

41. Дмитриев, В. Н. Асинхронный вибрационный электропривод с конденсаторами в цепи статора / В. Н. Дмитриев, Н. И. Горбачевский, Е. Н. Гаврилов, М. М. Мухитов // Вопросы теории и проектирования электрических машин. Моделирование электромеханических процессов: сборник научных трудов / Ульяновский гос. техн. ун-т. – Ульяновск: УлГТУ, 2010. – С. 153-156.

42. Дмитриев, В. Н., Горбунов А. А., Гаврилов Е. Н. Исследование пусковых режимов асинхронного дебалансного вибродвигателя в зарезонансную зону / В. Н. Дмитриев, А. А. Горбунов, Е. Н. Гаврилов // Известия высших учебных заведений «Проблемы энергетики». – 2012. – №1-2.
43. Дмитриев, В. Н. Моделирование динамических режимов асинхронного электропривода / В. Н. Дмитриев, Е. Н. Гаврилов, Р. Н. Ганиев // Тезисы докладов 44-й научно-технической конференции УлГТУ «Вузовская наука в современных условиях». – Ульяновск, 2010. – С. 89-90.
44. Дмитриев, В. Н. Математическая модель вибрационного электропривода / В. Н. Дмитриев, Е. Н. Гаврилов, Н. А. Хахалева, А. В. Галкин // Тезисы докладов 45-й научно-технической конференции УлГТУ «Вузовская наука в современных условиях». – Ульяновск, 2011. – С. 3-4.
45. Докукин, А. В. Руководство по расчету установившихся и переходных режимов работы мощных вибрационных питателей и питателей-грохотов для горной промышленности: Часть 4 / А. В. Докукин, И. Ф. Гончаревич. – М.: ИГД им. А. А. Скочинского, 1969. – 48 с.
46. Живков, В. С. Влияние электромагнитной энергии на устойчивость колебаний механической системы с центробежным возбудителем / В. С. Живков // Машиноведение. – 1971. – № 4. – С. 16–21.
47. Заика, П. М. О прохождении через основные резонансы пространственной вибрационной машины с источником энергии ограниченной мощности / П. М. Заика // Прикладная механика. – 1971. – Т. VII. – № 7. – С. 86–90.
48. Земсков, В. Д. Анализ переходных процессов виброгрохотов / В. Д. Земсков // Научные доклады высшей школы. Горное дело. – 1958 – №4. – С. 231-240.+
49. Змиева, К. А. Применение автоматических компенсаторов реактивной мощности для повышения энергоэффективности управления электроприводом металлообрабатывающих станков / К. А. Змиева // Электротехника. – 2009. – №11. – С.26-31.
50. Иванов-Смоленский А. В. Электрические машины: учебник для вузов. В двух томах / А. В. Иванов-Смоленский. – 3-е изд. стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – Т. 1. – 652 с.: ил. +
51. Кашкалов, В. И. Конденсаторное торможение асинхронных двигателей / В. И. Кашкалов. – М.: Энергия, 1977. – 120 с.
52. Кац, А. М. Вынужденные колебания при прохождении через резонанс / А. М. Кац // Инженерный сборник. – 1947. – Т. 3. – № 2. – С. 100-125.
53. Кельзон, А. С. Оптимизация процесса запуска вибромашины, работающей в зарезонансном режиме / А. С. Кельзон, Л. М. Малинин // Известие вузов «Машиностроение». – 1983. – №6.
54. Китаев, А. В. О физическом механизме самовозбуждения асинхронной машины / А. В. Китаев, И. Н. Орлов // Электричество. – 1978. – №4. – С. 47-51.

55. Ковчин, С. А. Теория электропривода: Учебник для вузов / С. А. Ковчин, Ю. А. Сабинин. – СПб.: Энергоатомиздат, 1994. – 496 с.: ил.
56. Козий, Б. И. Самовозбуждение насыщенного асинхронного двигателя с последовательными конденсаторами / Б. И. Козий, Р. В. Фильц // Электричество. – 1972. – №5. – С. 57-61.
57. Кононенко, В. О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В. О. Кононенко. – М.: Наука, 1964. – 254 с.
58. Кононенко, В. О. О прохождении через резонанс колебательной системы, содержащей двигатель / В. О. Кононенко // Тр. семинара по прочности АН СССР. – М., 1958. – № 5. – С. 112-118.
59. Копылов, И. П. Математическое моделирование электрических машин: Учеб. для вузов / И. П. Копылов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. – 327 с.: ил.
60. Копылов, И. П. Математическое моделирование асинхронных машин / И. П. Копылов, Ф. А. Мамедов, В. Я. Беспалов. – М.: Энергия, 1969. – 96 с.
61. Коренев, Б. Г. О пусковом резонансе / Б. Г. Коренев // Исследования по динамике сооружений. – М.: Госстройиздат. – 1957. – С. 162-184.
62. Ключев, В. И. Теория электропривода: Учеб. для вузов / В. И. Ключев. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 704 с.: ил.
63. Кракиновский, Л. М. Мощность привода виброплощадок / Л. М. Кракиновский // Строительные и дорожные машины. – 1969. – № 7. – С. 29–30.
64. Кракиновский, Л. М. Определение максимальной амплитуды колебаний при выбеге вибромашин / Л. М. Кракиновский // Вибрационная техника: материалы семинара. – М.: МДНТП, 1971. – № 2. – С. 129-136.
65. Малиновский, А. К. Конденсаторное торможение асинхронных двигателей горных машин / А. К. Малиновский, П. И. Шелков // Горная техника: проблемы и тенденции развития: материалы доклада семинара. – М.: МГТУ, 1997. – №4. – С. 168-169.
66. Малкин, Д. Д. Пусковой момент двигателя дебалансного вибратора / Д. Д. Малкин. – М.: Вибрационная техника, 1965.
67. Мейстель, А. М. Динамическое торможение приводов с асинхронными двигателями / А. М. Мейстель. – М.: Энергия, 1967. – 136 с.: с черт.
68. Москоленко, В. В. Электрический привод: учебник для студ. высш. учеб. Заведений / В. В. Москоленко. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 368 с.
69. Нагаев, Р. Ф. Периодические режимы вибрационного перемещения / Р. Ф. Нагаев. – М.: Наука, 1978. – 160 с.
70. Петров, И. И. Специальные режимы работы асинхронного электропривода / И. И. Петров, А. М. Мейстель. – М.: Энергия, 1968. – 264 с.
71. Петров, Л. П. Управление пуском и торможением асинхронных двигателей / Л. П. Петров. – М.: Энергоиздат, 1981. – 184 с.: ил.+
72. Петров, Л. П. Автоматическое управление торможением станочных электроприводов / Л. П. Петров и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 135 с.: ил.

73. Петров, Л. П. Формирование пусковых процессов асинхронных двигателей включением сопротивлений в цепь статора / Л. П. Петров, В. А. Ладензон // Электричество. – 1967. – №12. – С. 58-62.

74. Петров, Л. П. Нелинейная модель для исследования динамики асинхронных электроприводов/ Л. П. Петров // Электричество. – 1973. – №8. – С. 61-65.

75. Петров, Л. П. Учет насыщения и несимметрии статорных цепей при исследовании динамики асинхронных электроприводов/ Л. П. Петров // Электричество. – 1970. – №10. – С. 11-16.

76. Петров, Л. П. Ограничение переходных моментов при пуске асинхронных двигателей/ Л. П. Петров, В. А. Ладензон, М. П. Обуховский // Электричество. – 1967. – №5. – С. 45-48.

77. Петров, Ю. К. Теоретическое и экспериментальное исследование вибрационного механизма со свободновращающимися дебалансами: дис. ... канд. техн. наук. / Ю. К. Петров. – Москва, 1981. – 243 с.

78. Повидайло, В. А. Расчет и конструирование вибрационных питателей / В. А. Повидайло. – М.: Машгиз, 1962.

79. Пресняков, В. К. Переход через резонанс колебательной системы совместно с двигателем / В. К. Пресняков // Механика машин. – М., 1969. – № 15-16. – С. 145-152.

80. Радин, В. И. Электрические машины: Асинхронные машины: Учеб. для электромех. спец. вузов / В. И. Радин и др. // Под ред. И. П. Копылова. – М.: Высш. шк., 1988. – 328 с.: ил.

81. Румянцев, С. А. Динамика двухмассных вибротранспортирующих машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями на нижней массе / С. А. Румянцев, О. Н. Алексеева // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2010. – №4. – С. 4-10.

82. Рябинький, Л. М. Исследование процесса прохождения через резонанс рабочего органа строительно-отжимной машины / Л. М. Рябинький // Машины и оборудование коммунального назначения: труды ВНИЭКИкоммунмаш. – Л., 1972. – № 4. – С. 22-31.

83. Соколов, М. М. Электромагнитные переходные процессы в асинхронном электроприводе / М. М. Соколов, Л. П. Петров, Л. Б. Масандилов, В. А. Ладензон. – М.: Энергия, 1967.

84. Соколовский, Г. Г. Электроприводы переменного тока с частотным управлением / Г. Г. Соколовский. – М.: Академия, 2006. – 265 с.

85. Сомов, А. В. Расширение возможностей пуска при неизменной частоте тока асинхронного привода сельскохозяйственных машин включением конденсаторов в цепь статора: дис. канд. техн. наук. / А. В. Сомов. – Волгоград, 2003. – 154 с.

86. Спиваковский, А. О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства / А. О. Спиваковский, И. Ф. Гончаревич. – М.: Машиностроение, 1972. – 328 с.

87. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов/ А. О Спиваковский, В. К. Дьяков. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.: ил.
88. Спиваковский, А. О. Вибрационные и волновые транспортирующие машины/ А. О Спиваковский, И. Ф. Гончаревич. – М.: Наука, 1991. – 290 с.
89. Томчин, Д. А. Управление прохождением ротора через зону резонанса на основе метода скоростного градиента / Д. А. Томчин, А. Л. Фрадков // Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2005. – №5. – С 66-71.
90. Хрисанов, В. И. Анализ переходных процессов пуска асинхронного короткозамкнутого двигателя. Стадия трогания / В. И Хрисанов // Электротехника. – 2010. – №3.
91. Хрисанов, В. И. Анализ переходных процессов пуска асинхронного короткозамкнутого двигателя. Стадия разгона / В. И Хрисанов // Электротехника. – 2010. – №8.
92. Шевченко, В. С. Электромеханический резонанс в инерционной вибромашине / В. С. Шевченко // Электричество. – 1959. – №7. – С. 22-25.+
93. Шевцов, С. Н. Компьютерное моделирование динамики гранулированных сред в вибрационных технологических машинах / С. Н. Шевцов. – Ростов-на-Дону: СКНЦ ВШ, 2001. – 194 с.
94. Шестаков, В. М. Динамика автоматизированных электромеханических систем вибрационных установок / В. М. Шестаков, А. Е. Епишкин. – СПб.: Политехн. ун-та, 2005.
95. Чебурахин, И. М. О продолжительности пускового процесса асинхронного двигателя вибратора общего назначения / И. М. Чебурахин. – СПб.: Электротехника, 1973.
96. Чебурахин, И. М. Экспериментальное исследование колебания скорости асинхронного двигателя вибратора общего назначения / И. М. Чебурахин // Строительные и дорожные машины. – 1971, – №9.
97. Чебурахин, И. М. Исследование асинхронных двигателей вибраторов общего назначения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. / И. М. Чебурахин. – М., 1972.
98. Чернышев, А. Ю., Дмитриев В. Н. Экспериментальные исследования равномерности вращения электрических машин // Изв. ТПИ. – 1974. – С. 301.
99. Федоренко, И. Я., Сорокин С. А. Исследование вынужденных колебаний подвижной части вибрационного дозатора / И. Я. Федоренко, С. А. Сорокин // Вестник Алтайского государственного аграрного универсального университета. – 2006. – №3. – С. 58-61.
100. Фильц, Р. В. Характеристики асинхронного двигателя с последовательно включенными конденсаторами / Р. В. Фильц, М. В. Бурштынский, Б. И. Козий // Электромеханика. – 1976. – №1. – С. 64-70.
101. Фролов, К. В. Об автоколебаниях с учетом свойств источника энергии / К. В. Фролов // Механика и машиностроение. – 1962. – № 1. – С. 18-23.

102. Фролов, К. В. Уменьшение амплитуды колебаний резонансных систем путем управляемого изменения параметров /К. В. Фролов // *Машиноведение*. – 1965. – № 3. – С. 38–42.
103. Юдин, А. В. Тяжелые вибрационные питатели и питатели-грохоты для горных перегрузочных систем / А. В Юдин. – Екатеринбург: Изд-во УГГГА, 1996. – 188 с.
104. Blekhman I. I., Bortsov Yu. A., Burmistrov A. A., Fradkov A. L., Gavrillov S. V., Kononov O. A., Lavrov B. P., Shestakov V. M., Sokolov P. V., Tomchina O. P. Computer-controlled vibrational set-up for educational and research // *Proc. 14th World Congress of IFAC*. 1999. Vol. M. p. 193-197.
105. Blekhman I. I. Synchronization in science and technology. New-York^ ASME Press, 1988.
106. Blekhman I. I., Landa P. S., Rosenblum M. G. Synchronization and chaotization in interacting dynamical system // *Applied Mechanics reviews*. 1995. Vol. 48, №11. Part I. P. 733-752.
107. Blekhman I. I. *Vibration mechanics*. Singapore: World Scientific, 2000.
108. Fradkov A. L., Tomchina O. P., Nagibina O. L. Swing Control of Rotating Pendulum // *Proc. of 3th IEEE Mediterranean Control Conf.*, Limassol, 1995. – Vol. I – p/ 347-351.
109. Inoue J. The self-synchronization of mechanical vibrators of the resonance type vibrating machinery with multidegree of freedom // “*Dyn. Multibody Syst. Symp.*, Munich, 1977”, Berlin e. a., 1978. – P. 75-86.
110. Hiley C. A. Vibration motors for industrial applications // “*Engl. Elector. I.*”. – 1963. – № 5.
111. Tendorf Z. A. Motors for vibratory applicaitions // “*Westing house eng.*”. – 1971. – № 3.

Научная работа

Гаврилов Евгений Николаевич

кандидат технических наук

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАРЕЗОНАНСНОГО
ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВИБРАЦИОННЫХ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ
МАШИН**

МОНОГРАФИЯ

Корректор Белова И.М.

Худ. Редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор

Подписано в печать

Бумага писчая. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. . Тираж 100 экз.

Заказ № .

НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»,
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.