

# **ІСТОРІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ**

УДК 534. 01 (09)

Ларин А.А.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК В ХАРЬКОВСКОМ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОМ ИНСТИТУТЕ В 1960-е ГОДЫ**

В истории науки и техники важное место занимает тепловозостроение. Безусловным лидером производства тепловозов в СССР являлся Харьковский завод транспортного машиностроения (ХЗТМ) им. В. А. Малышева. Создание тепловозов и дизелей для них подробно описано в фундаментальных трудах, посвященных истории завода [1, 2]. Однако в них практически не уделяется внимания важнейшим вопросам, без решения которых невозможно довести конструкцию и внедрить ее в производство. Речь идет о расчетах колебаний двигателей и силовых передач тепловозов. Такие расчеты выполнялись в 1960-е гг. учеными ХПИ им. В. И. Ленина в содружестве с ведущими тепловозостроительными заводами Советского Союза – ХЗТМ и Луганским тепловозостроительным заводом (ЛТЗ) им. Октябрьской революции и были первыми в СССР исследованиями колебаний тепловозных силовых установок. Целью работ было совершенствование существующих и создание новых конструкций механических передач магистральных тепловозов, производившихся на этих заводах. Работы проводились группой под руководством Л. И. Штейнвольфа. Хотя результаты работ и были опубликованы в ряде статей, они не охватывают всего спектра решавшихся проблем и почти не затрагивают практического приложения данных работ. Более полное описание проведенных работ имеется в докторской диссертации Л. И. Штейнвольфа [4]. Основным же источником проводимого исследования являются сохранившиеся на кафедре теоретической механики НТУ "ХПИ" отчеты по НИР, проводившихся для ХЗТМ и ЛТЗ. В 1960-е гг. эти отчеты еще не проходили микрофильмирования и государственной регистрации и, возможно, упомянутая кафедра единственное место, где они сохранились.

В СССР первые экспериментальные тепловозы были построены в 1924 г., а выпуск серийных тепловозов - маневрового типа "О" и магистрального двухсекционного типа "ВМ" начался на Коломенском заводе в 1931 г. Всего было изготовлено примерно 40 локомотивов, но в 1941 г., в связи с началом Великой Отечественной войны, эти работы были прекращены. В послевоенные годы в СССР остро встал вопрос о реконструкции железных дорог и переводе их на электровозную и тепловозную тягу. Восстанавливаемое после войны народное хозяйство нуждалось в большом количестве новых локомотивов. На конец 1946 года тепловозный парк Советского Союза составлял 132 единицы, так как он пополнился в годы войны за счет поставлявшихся по ленд-лизу из США локомотивов. Всего было получено 70 тепловозов Д<sup>А</sup> компании ALCO (American Locomotive Company) и 30 Д<sup>В</sup> – компании Baldwin. Именно локомотив Д<sup>А</sup> послужил прототипом для создания тепловоза ТЭ1 с дизелем Д50 мощностью 1000 л.с., выпуск которого начался в марте 1947 г. на ХЗТМ. Вскоре мощность тепловозного дизеля была повышена – новая модификация 2Д50 развивала до 1 150 л. с., и в 1950 г. был начат выпуск тепловоза ТЭ2, а ТЭ1, снят с производства. План выпуска тепловозов на ХЗТМ в начале 1950-х гг. составлял 6-8 штук в месяц [3, ф. 1, оп. 23, ед. хр. 574, л. 242].

Однако мощность этих локомотивов не удовлетворяла требованиям железных

дорог, поэтому еще в 1948 г., по инициативе директора ХЗТМ Ю. Е. Максарева, было принято решение об организации на заводе производства новых тепловозных дизелей мощностью 2 000 л. с. Прототипом для них был выбран 10-цилиндровый двухтактный судовой дизель фирмы "Фербенкс Морзе" (США). Такими дизелями оснащались ледоколы, получаемые Советским Союзом по ленд-лизу. Опытный дизель 2Д100 был изготовлен в 1952 г. Это был двухтактный двухвальный дизель со встречно движущимися поршнями. Он имел стальной сварной блок цилиндров "этажерочного" типа, в котором цилиндры были расположены вертикально, и чугунные коленчатые валы длиной около четырех метров. Масса верхнего вала 1 490 кг, а нижнего – 1 740 кг.

В 1953-54 гг. был изготовлен первый двухсекционный тепловоз ТЭЗ, оснащенный дизелями 2Д100. Этот локомотив имел мощность 4000 л.с. и конструктивную скорость 100 км/час. Он стал основным тепловозом СССР на ближайшие годы и обеспечил перевод советского железнодорожного транспорта на тепловозную тягу [1, с. 412-415]. Всего было выпущено 13 594 секций этого локомотива. К середине 1960-х гг. ТЭЗ являлся наиболее распространенным тепловозом в Советском Союзе и составлял около 70% его тепловозного парка [4, с. 517].

В 1956 г. ХЗТМ приступил к разработке на базе 2Д100 нового дизеля мощностью 3000 л.с. Тогда же производство тепловоза ТЭ2 и семейства дизелей Д50 было передано на другие заводы, а выпуск паровозов в СССР прекращен. В 1959 г. были созданы первые опытные образцы десятицилиндрового дизеля 10Д100 и секции тепловоза ТЭ10 [1, с. 415]. Повысить мощность дизеля до 3 000 л.с. удалось благодаря внедрению двухступенчатой комбинированной системы турбонадува. Тепловозов серии ТЭ10 всех модификаций выпущено 17 тысяч секций, и выпуск продолжается до сих пор.



Рисунок 1 - Тепловоз ТЭЗ



Рисунок 2 - Тепловоз 2ТЭ10М

В 1955 г. на кафедре ДВС ХПИ под руководством профессора Н. М. Глаголева начали разрабатывать новый четырехтактный V-образный 16-цилиндровый дизель-генератор Д70. Первый опытный дизель был собран в 1962 г., в 1967 г. он прошел государственные межведомственные испытания. Двигатель мощностью 3000 л.с. устанавливали на односекционном магистральном тепловозе ТЭ40 и его модификациях - пассажирском ТЭП40 и двухсекционном магистральном 2ТЭ40, а также на других локомотивах [1, с. 390-393].

Тепловозные силовые установки различаются по типу передачи энергии от дизеля к колесным парам: электрические, гидравлические и механические. Наиболее распространенными являются электрические передачи, в которых двигатель вращает ротор генератора, вырабатывающего электроэнергию, а колесные пары приводятся во

вращение тяговыми электродвигателями (ТЭД). В тепловозах с гидравлическими и механическими передачами основная мощность двигателя отдается непосредственно колесным парам. Электрическая передача является наиболее эффективной. Тепловозы с такой передачей имеют лучшую тяговую характеристику, она также позволяет соединять несколько секций тепловоза и управлять ими из одной кабины. Кроме того, возможно использование электродинамического торможения, при котором ТЭД используются в качестве генераторов, а вырабатываемая ими электроэнергия гасится в тормозных резисторах. По сравнению с пневматическими тормозами электродинамическое торможение более эффективно, меньше износ тормозных колодок, снижается опасность юза колесных пар. Недостатками электропередачи является большая масса и относительная дороговизна оборудования.

Тепловозные силовые установки являются наиболее сложными установками с ДВС, так как кроме генератора содержат еще несколько потребителей - вспомогательных механизмов, необходимых для нормальной эксплуатации двигателя и самого тепловоза. К ним относятся вентиляторы холодильной камеры двигателя, вентиляторы охлаждения ТЭД и главного генератора, воздушный компрессор тормозной системы и др. Если к двигателю присоединяется несколько механизмов, то в механической передаче устанавливается распределительный редуктор, разбивающий основной валопровод на несколько ветвей. Соединение этих ветвей с раздаточным редуктором осуществляется с помощью различного рода соединительных муфт, облегчающих монтаж всей передачи. Упругие муфты существенно влияют на характеристики передачи и позволяют придавать ей различные свойства. Для подключения или отключения механизмов, работающих не постоянно, применяются включающие муфты. Кроме того, часто используются гидромуфты, основным назначением которых является разделение механической системы на независимые в отношении крутильных колебаний части.

Основным видом колебаний в тепловозах являются крутильные колебания силовых передач, которые возбуждаются периодическими моментами, действующими на цилиндрические массы. Что касается приводов вспомогательных агрегатов, то аэродинамические силы, действующие на валы осевых и центробежных вентиляторов, имеют малую величину. Однако крутильные колебания могут возбуждаться моментами на валу поршневого компрессора, моментами сил, возникающих при "изломе" в головках карданных валов, а также моментами на коленчатом валу. В систему тепловоза с электропередачей включен генератор, момент инерции ротора которого в сотни раз больше моментов инерции остальных тел, и можно считать, что при вынужденных колебаниях он не колеблется. В связи с этим генератор играет роль маховика, также являясь разделителем колебательной системы. Поэтому приводы вспомогательных механизмов, подключенные к валу генератора, не испытывают переменных воздействий от двигателя.

Переходные процессы в механических передачах тепловозов значительно многообразнее установившихся колебаний. Это вызвано тем, что при эксплуатации тепловоза нередко возникает потребность в изменении режимов работы всей механической передачи или условий работы отдельных вспомогательных силовых механизмов и, наконец, в подключении и отключении некоторых из них.

Внедрение в производство скопированного тепловозного дизеля фирмы ALCO особых проблем, связанных с вибрациями не вызвало. Конструирование и освоение производства дизеля 2Д100 и приводов вспомогательных механизмов тепловоза ТЭЗ также происходило без предварительных динамических расчетов. Но, как показал опыт его эксплуатации, и двигатель, и силовые передачи потребовали доводки ввиду их невысокой надежности. В связи с этим ХЗТМ в конце 1950-х гг. вынужден был обратиться за помощью к сотрудникам ХПИ, где в рамках инженерно-физического факультета существовала проблемная лаборатория "Динамическая прочность деталей машин". В

этой лаборатории была организована группа силовых установок под руководством Льва Израилевича Штейнвольфа [5]. Этот коллектив занимался динамическими расчетами тепловозных установок в течение многих лет. При этом накапливался опыт, совершенствовались методика расчетов и средства их проведения. В начале выполнения работы Л. И. Штейнвольф со своими сотрудниками даже не располагали данными о видах динамических процессов, возможных в механических передачах и тем более методикой расчетов. Кроме того, отсутствовали данные о расчетных схемах, параметрах моделей и характеристиках внешних воздействий. Многие из этих данных могли быть определены лишь экспериментально и накапливались постепенно.

Особенностью первых расчетов силовых передач тепловозов было то, что они проводились с целью анализа динамической напряженности механических передач уже выпускавшегося тепловоза ТЭЗ и использовались с целью их совершенствования и повышения надежности. На рисунке 3 представлена кинематическая схема силовой установки тепловоза ТЭЗ [6, с. 31а]. Вспомогательные механизмы установки: центробежный вентилятор охлаждения задних ТЭД, поршневой воздушный компрессор КТ-6 и осевой вентилятор холодильной камеры подключены к распределительному редуктору, разделяющему силовой поток по трем ветвям. В редукторе установлена гидромуфта постоянного наполнения, отделяющая данную механическую систему от крутильных колебаний двигателя. При составлении модели колебательной системы основные затруднения возникли при определении упругих характеристик элементов, для которых не было достоверных литературных данных. Это в первую очередь резиновые карданные головки и резиновые упругие муфты различных типов. Поэтому были произведены соответствующие эксперименты для уточнения упругих характеристик элементов привода [6, с. 7-8]. В первую очередь в приводе исследовались вынужденные крутильные колебания, возбуждаемые поршневым компрессором на установившихся режимах работы. Расчеты проводились для четырех вариантов приведенных схем - при зимнем и летнем режимах, отличающихся передаточным отношением в приводе и для каждого из них при включенном и отключенном вентиляторе холодильника [6, с. 27-133]. Для определения резонансных режимов предварительно был произведен расчет свободных колебаний. Расчет амплитуд резонансных колебаний был произведен энергетическим методом с использованием постулата Видлера [7, с. 139]. В качестве демпфирующих сопротивлений учитывались сопротивления внутреннего трения в стальных валах и резиновых карданных головках. Работа в последних определялась по экспериментальным данным. Хотя полученные в расчетах напряжения не превысили допустимых значений, вынужденные колебания негативно сказывались на динамической прочности некоторых узлов, они, в частности, вызывали вынужденные колебания лопаток гидромуфты и лопаток колеса вентилятора охлаждения задних ТЭД, что являлось причиной систематического усталостного разрушения лопаток. Экспериментальные работы позволили устранить разрушение лопаток гидромуфты за счет изменения их размеров [8].

Для лопаток вентилятора такая возможность отсутствовала, и заводу был предложен другой вариант привода компрессора КТ-6, в котором он присоединяется непосредственно к валу, соединяющему двигатель с раздаточным редуктором. Здесь часть привода, находящегося за гидромуфтой, не испытывает непосредственного возбуждения от компрессора и лопатки колеса вентилятора работают в благоприятных условиях. Этот вариант привода стали выпускать для тепловоза ТЭЗ с 1961 г.

Исследовались также переходные процессы привода вентилятора холодильника, вызванные переключением фрикционной муфты с холостого хода на рабочий [4, с. 525-530], переходные процессы, вызванные запуском или остановкой двигателя и переключением компрессора [9, с. 110-113].

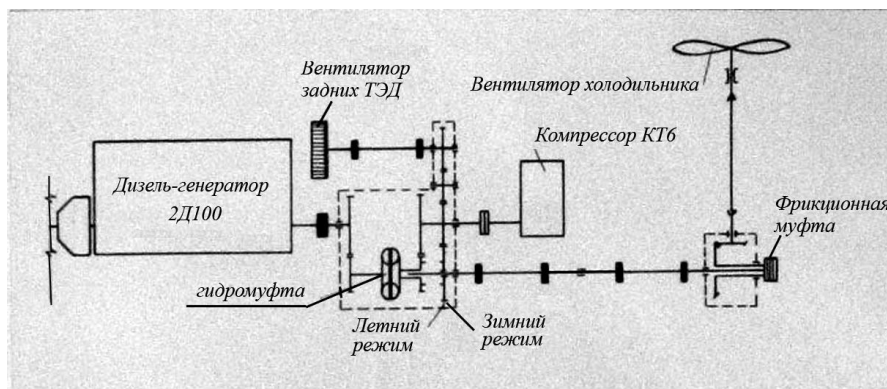


Рисунок 3 - Кинематическая схема исходного варианта силовой установки тепловоза ТЭЗ

В отличие от тепловоза ТЭЗ, к расчетам механических передач ТЭ10 приступили, когда конструкция, хотя и была разработана, но не осуществлена в металле. Для получения достоверных данных о характеристиках различных соединений, применяемых в приводах вспомогательных механизмов тепловозов, в ХПИ был проведен ряд экспериментальных работ, позволивших не только уточнить значения величин, фигурирующих в расчетах, но и дать их более точное теоретическое обоснование [10; 11]. Однако недостатком экспериментов, проводимых в лабораторных условиях, является то, что нагрузки на образцы были намного меньше штатных, что не всегда позволяло получить точные количественные данные. Стенд, созданный на заводе им. Малышева, позволил достичь необходимой мощности, передаваемой соединениями. Однако использование в стенде вместо дизеля электромотора не позволяло осуществить все специфические виды динамических процессов. Особенно важно было то, что отсутствовало периодическое возбуждение крутильных колебаний, характерное для ДВС. Также сильно отличались и условия пуска и остановки двигателя [12, с.3-4].

Несмотря на это, расчеты переходных процессов, сопровождавшиеся экспериментальной проверкой, позволили заводу внести изменения в конструкцию привода, повышающие его надежность. Тем не менее, при эксплуатации тепловоза ТЭ10 в приводе вспомогательных механизмов на установившихся режимах работы, возникали установившиеся вынужденные колебания, возбуждаемые моментами газовых сил и сил инерции. Кроме того, беспокоили колебания при переходных режимах, таких как запуск или остановка двигателя, смена режима при переключении контроллера с одной позиции на другую, включение или выключение электромагнитных порошковых муфт и переключении этих муфт с одной ступени на другую\* [12, с. 1]. Устранение этих недостатков требовало получения более достоверных данных о динамической напряженности элементов силовых передач, для чего были проведены обширные экспериментальные исследования динамических процессов в натуральных условиях. Они проводились лабораторией динамики Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института (ВНИТИ) с участием работников ХЗТМ и Л. И. Штейнвольфа [4, с. 474-476]. Программа испытаний была составлена заводом им. Малышева совместно с ХПИ и согласована с ВНИТИ [12, с. 9]. Объектом исследований был тепловоз ТЭ10.017. Аппаратура, позволяющая измерять колебания масс системы и упругие моменты в соединительных валах, устанавливалась в динамометрическом вагоне ВНИТИ, который сцеплялся с тепловозом и позволял проводить работы и на стоянке, и в движении. Посколь-

\* В тепловозе ТЭ10 применяется двухступенчатое включение главного вентилятора холодильника. 1-я ступень – для разгона от нуля до 980 об/мин и 2-я ступень – от 980 до 1250 об/мин

ку данное исследование было уникальным, дорогостоящим и трудоемким, в его программу включили не только штатные режимы работы тепловоза, но и внештатные ситуации, не предусмотренные при нормальной эксплуатации машины.

В первую очередь были исследованы установившиеся вынужденные колебания в приводах вспомогательных агрегатов, возбуждаемые периодическими моментами, действующими на двигатель при различных вариантах подключения механизмов. Благодаря наличию маятникового антивибратора, установленного в месте присоединения раздаточного редуктора к двигателю, упругой брусковой муфты на соединительном валу и зазора в зубчатых колесах раздаточного редуктора вынужденные колебания в приводе очень малы по амплитуде. Измерения, проведенные при выключенном антивибраторе, позволили изучить его влияние на вынужденные колебания коленчатого вала двигателя, а также его "заградительные" свойства.

Были исследованы также переходные процессы, наиболее опасным из которых оказался процесс, возникающий в приводе вентилятора при включении электромагнитной муфты, особенно при непосредственном включении второй ступени, моделирующий не предусмотренный при эксплуатации разгон вентилятора сразу от нуля до 1250 об/мин, что дало обоснование применяемого в тепловозе двухступенчатого включения.

Исследовались также запуск и аварийная остановка двигателя при заклиненных электромагнитных порошковых муфтах. Последний режим может иметь место лишь в исключительных случаях, так как возможен только при наложении двух аварий. Напряжения при включении характерны для нормальной эксплуатации и, к тому же действуют дольше, чем при аварийной остановке. Уменьшения максимальных напряжений при переходном процессе, вызванном включением электромагнитных порошковых муфт можно достичь за счет изменения характеристики муфты, в частности, увеличение зазора с 1 мм до 1,5 мм уменьшает их на 30-40%.

Результаты экспериментов были тщательно обработаны и дали бесценный материал для проведения расчетов не только для тепловоза данного типа, но и для всех последующих работ. Сопоставление экспериментальных данных с расчетными показало, что методика расчетов дает хорошие результаты. Весьма важным для проведения дальнейших расчетных исследований стало получение достоверных характеристик внешних воздействий, а именно: закона нарастания момента, передаваемого муфтой; нелинейной характеристики сил трения, возникающих в полумуфтах при скольжении, закона пуска или остановки двигателя; характеристик полезных сопротивлений механизмов, включенных в привод [12, с. 100-107].

Накопленный опыт и полученные результаты, подтверждающие теоретические и расчетные выводы, были использованы при проведении расчетов для тепловоза ТЭ40, которые являются первым примером динамических расчетов механических передач, выполненных во время конструктивной разработки [13]. На ТЭ40 был применен новый дизель Д70, а вспомогательные силовые механизмы оставлены те же, что и на ТЭ10, но имели другие мощности и рабочие режимы. Эти обстоятельства позволяли использовать накопленные данные о параметрах системы и программное обеспечение. Поскольку конструкция еще не была разработана, сначала рассматривалась задача синтеза. При ее решении исходили из того, что вспомогательные механизмы уже отработаны и их параметры не следует менять. Конический редуктор был использован тот же, что и на ТЭ10, а в распределительном поменялись передаточные отношения. Результатами расчета, таким образом, стал выбор сечений валов, поскольку по требованиям завода их длины менять было нежелательно. На основании расчетов окончательно дорабатывалась конструкция и выполнялись поверочные расчеты анализа. Согласно методике расчета синтеза за основу брались напряжения от упругих моментов, необходимых для преодоления инерции масс привода. При подсчетах максимальное ускорение коленча-

того вала принималось  $25 \text{ рад/с}^2$ . Исходя из полученных результатов, заводом была разработана окончательная конструкция привода, для которой затем были произведены расчеты всех возможных переходных процессов. В результате были подобраны параметры приводов вентиляторов охлаждения ТЭД, главного и вспомогательного вентиляторов холодильника, компрессора и тахоагрегата.

Эксплуатация дизеля Д-70 с генератором ГП-310 показала, что в рабочем диапазоне имеется несколько резонансных пиков крутильных колебаний. Поэтому В. Н. Карабаном\* в рамках подготовки кандидатской диссертации [14], выполняемой под руководством Л. И. Штейнвольфа, было проведено расчетно-экспериментальное исследование валопровода этого дизеля с целью выяснения возможности применения для уменьшения амплитуд его крутильных колебаний маятникового антивибратора, закрепленного на свободном конце коленчатого вала. Поскольку установка обычного маятникового антивибратора полностью устранить опасные колебания не позволила, так как в рабочем диапазоне резонирует много гармоник, была разработана конструкция маятникового демпфера. Он оказался более эффективным средством для устранения крутильных колебаний в данной установке. Результаты расчета были уточнены торсиографированием. Предложенное устройство надежно с точки динамической прочности и технологично в изготовлении. Введение двух маятников с трением не повлияло на работу двух других, сохраненных как антивибратор.

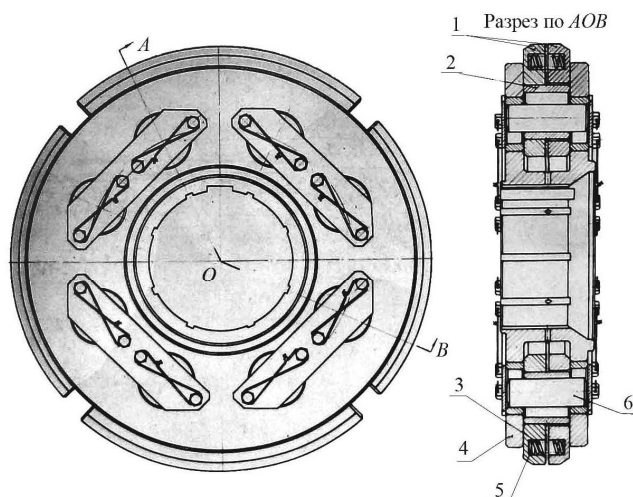


Рисунок 4 - Маятниковый демпфер

Кроме того, рассматривался и другой вариант гашения резонансных колебаний валопровода – применение силиконового демпфера, опытный образец которого был спроектирован и изготовлен на заводе. Проверка его эффективности осуществлялась на специальной лабораторной установке, а параллельно разрабатывалась уточненная методика расчета вынужденных крутильных колебаний системы с силиконовым демпфером. По результатам исследований установлено, что опытный образец демпфера может слу-

жить эффективным средством снижения амплитуд крутильных колебаний. В результате расчета выбрана оптимальная вязкость силиконовой жидкости и определен максимальный демпфирующий эффект при выбранных параметрах конструкции. Разработанные алгоритм и программа расчета обеспечивают хорошее совпадение с экспериментальными данными и могут быть использованы для определения оптимальных параметров силиконового демпфера дизеля Д70 [15, с. 38]. По расчетным данным применение силиконового демпфера позволяет снизить максимальные напряжения в коленчатом валу в 6 раз.

После приобретения определенного опыта и накопления методики и программ расчетов, в группе Штейнвольфа приступили к динамическим расчетам силовых установок тепловозов производства ЛТЗ [4, с. 565, 15]. Экспериментальные работы, проведенные Луганским филиалом ВНИТИ, давали необходимые материалы для определения упругих характеристик элементов передачи. Были исследованы переходные про-

\* Владимир Николаевич Карaban (1939-1995) – д-р техн. наук, проф., зав. каф. теоретической механики ХПИ с 1977 г.

цессы приводов вспомогательных механизмов тепловозов с электропередачей: 2ТЭ10Л и М-62, спроектированного по заказу Венгерской народной республики, и предназначенного также для экспорта в другие страны.

Были проведены также масштабные исследования для ТГ106 – тепловоза с гидромеханической передачей, в которой между двигателем и механической передачей к колесам устанавливается гидротрансформатор. В связи с этим, в отношении крутильных колебаний вся система разделяется на две независимые части: первая - двигатель и часть системы до насосного колеса гидротрансформатора и вторая - система передачи мощности от турбинного колеса гидротрансформатора к колесным парам. Расчеты для этих систем выполнялись отдельно. Схема гидромеханической передачи тепловоза ТГ106 от гидротрансформатора до колесных пар приведена на рисунке 5

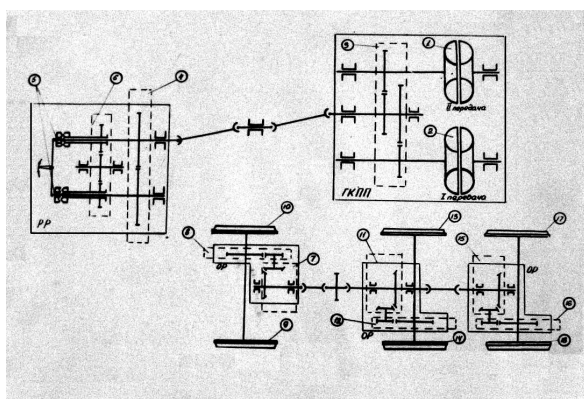


Рисунок 5 - Схема гидромеханической передачи тепловоза ТГ106 от гидротрансформатора до колесных пар

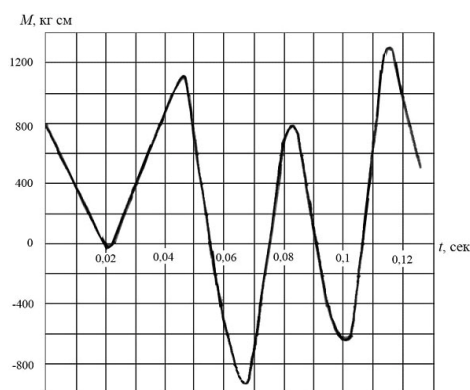


Рисунок 6 - График упругого момента в карданном валу гидромеханической передачи ТГ106 при буксовании колес

Интерес представляет исследование части силовой установки от турбины гидротрансформатора до колесных пар. Хотя она изолирована в отношении крутильных колебаний от возбуждения в двигателе, но в этой передаче применяются карданные валы, в головках которых присутствуют "изломы", и на установившемся режиме могут развиваться вынужденные колебания, возбуждаемые ими. Поскольку ранее в литературе этот вопрос не рассматривался, были получены оригинальные выражения для возмущающих моментов, возникающих в "изломах" карданных головок, которые позволили по известным методам производить расчеты вынужденных колебаний этого вида.

Кроме установившихся колебаний, при начале движения и при изменении скорости в этой части системы развивались интенсивные автоколебания, вызванные силами сухого трения в точке контакта при буксовании колес тепловоза, которые являются нелинейными функциями буксования. Хотя этому виду колебаний и была посвящена обширная литература, на практике ему не уделялось должного внимания. Лишь в связи с созданием тепловозов с гидромеханической передачей, где фрикционные автоколебания явились причиной многочисленных разрушений соединительных валов, на них обратили внимание. Основным динамическим расчетом, выполненным для этой части системы, был расчет переходного процесса, возникающего при начале движения тепловоза. Для проведения расчета, выполнявшегося на ЭЦВМ Урал-2, кроме параметров приведенной модели, необходимо было знать моменты сил, приложенных к турбинному колесу гидротрансформатора, и характеристики сил сухого трения в точках контакта, которые являются нелинейными функциями буксования. При буксовании колес приведенная система рассматривалась как свободная, а при неподвижных системе следует считать заземленной в местах расположения колес.



Специально проведенное экспериментальное исследование выявило ряд ранее неизвестных особенностей этих колебаний, что потребовало, в свою очередь, проведения теоретического обоснования новых явлений. В результате были построены методы расчета амплитуд фрикционных автоколебаний этого вида, как приближенные, так и точные, осуществляемые на ЭЦВМ. Анализ результатов показал, что данный вид колебаний возможен не только в гидромеханических передачах тепловозов, но и в любых механических передачах, имеющих скользящие пары с сухим трением. В ряде случаев именно они определяют динамическую прочность передачи. На рисунке 6 приведен график для наиболее напряженного участка передачи – карданного вала между второй и третьей колесными парами. Проведенные расчеты показали применимость разработанной методики и программы для оценки динамической прочности элементов гидромеханической передачи, а также значимость фрикционных автоколебаний.

Форма решений дифференциальных уравнений переходных процессов и исследование ее свойств позволили найти новый универсальный метод определения коэффициентов разложения, применимый для систем любых структур. Для этого необходимо знать лишь полный спектр собственных частот и формы колебаний рассматриваемой системы. Новый способ удобен для числового подсчета решений систем прямых линейных дифференциальных уравнений второго порядка с правой частью. Способ, найденный для определения углов закручивания, дал возможность установить единый подход к изучению переходных процессов, вызванных различными внешними воздействиями и построить приближенный метод расчета, приемлемый для клавишных машин (калькуляторов), в том числе и для внешних воздействий, заданных нелинейными функциями. Полученные результаты оказалось возможным применить и для расчетов переходных процессов, вызванных импульсными периодическими воздействиями, и для прохода через резонанс.

Таким образом, в течение ряда лет в коллективе, возглавляемом Л. И. Штейнвольфом, был исследован широкий круг задач по динамическим расчетам крутильных вибрационных систем при установившихся и переходных режимах. Изучение особенностей механических передач тепловозных силовых установок позволило поставить ряд новых задач общего характера, решение которых позже было распространено и на механические передачи силовых установок, используемых в различных областях машиностроения. Из выполненных расчетов и экспериментальных исследований следует, что для крутильных вибрационных систем необходимо проводить динамические расчеты не только при установившихся, но и при переходных режимах. Возникающие в них напряжения, несмотря на кратковременность этих режимов, могут быть настолько большими, что именно они определяют прочность элементов системы. Если учесть к тому же их частую повторяемость для многих систем, то становится ясна необходимость в расчетах неустановившихся колебаний.

Числовые результаты, полученные при экспериментальных и расчетных исследованиях тепловозов производства ХЗТМ и ЛТЗ, способствовали не только совершенствованию существующих конструкций механических передач, но и проектированию новых. Применение ряда полученных результатов позволило устранить имевшие место выходы из строя отдельных узлов механических передач тепловозов. В результате за период с 1964 по октябрь 1968 гг. срок службы дизелей Д100 был повышен на 100% и достиг 20 000 часов работы до капитального ремонта. Межремонтный срок до первой переборки повышен с 3 000 часов до 3 500 [3, ф. 1, оп. 25, ед. хр. 82, л. 108-109].

Накопленный опыт был применен при исследованиях колебаний трансмиссий и приводов вспомогательных механизмов танковых силовых установок.

Литература: 1. ХПЗ – Завод имени Малышева. 1895-1995. Краткая история раз-

вигляду / А. В. Быстриченко, Е. И. Добровольский, А. П. Дроботенко и др. – Х.: Прапор, 1995. – 792 с. 2. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева. 1911-2001. Историко-технические очерки о двигателях и их создателях. – Х.: "Митець", ГП Завод имени Малышева, 2001. – 480 с. 3. Фонды Центрального Государственного Архива общественных объединений Украины. 4. Штейнвольф Л. И. Динамика механических передач силовых установок тепловозов дис. ... докт. техн. наук.– Харьков, 1966.– 655 с. 5. Ларин А. А. О творческом наследии Льва Израилевича Штейнвольфа – ученого и педагога // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»: Динамика и прочность машин. - Харьков: НТУ «ХПИ».- 2006, № 29.- С. 3-6. 6. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. I и II. / Отчет по теме № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 143 с. 7. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле. М.: ОНТИ, 1934. – 344 с. 8. Экспериментальное исследование гидромурфы тепловоза ТЭЗ. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 110 с. 9. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. III. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 183 с. 10. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик, применяемых в силовых передачах тепловозов. / Отчет по теме № 47 0П/327.- Харьков, 1962, 100 с. 11. Экспериментальное исследование статических и динамических характеристик, применяемых в силовых передачах тепловозов. / Отчет по темам № 60П/363 и 60П/362 1963.- 130 с. 12. Натурные исследования динамических процессов в приводе вспомогательных механизмов тепловоза ТЭ10.017. / Отчет по НИР.- Харьков, Коломна, 1962-1963.- 114 с. 13. Динамические расчеты синтеза и анализа приводов вспомогательных механизмов тепловоза с двигателем Д70. / Отчет по теме № 7 ОП/362.- Харьков, 1963.- 178 с. 14. Карабан В. Н. Исследование маятникового антивибратора с трением дис. ... канд. техн. наук.– Харьков, 1966.– 193 с. 15. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов. Ч. III. / Отчет по темам № 380П/323 и № 280П/148.- Харьков, 1960.- 183 с. 16. Динамические расчеты приводов вспомогательных механизмов тепловозов 2ТЭ10Л и М62 с учетом экспериментальных данных. / Отчет по теме № 531/64.- Харьков, 1964.- 214 с.

Ларін А.О.

**ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ТЕПЛОВОЗНИХ СИЛОВИХ УСТАНОВОК  
У ХАРКІВСЬКОМУ ПОЛІТЕХНІЧНОМУ ІНСТИТУТІ В 1960-і РОКИ**

У статті розглядається історія проведення перших досліджень коливань тепловозних силових установок, що проводились у ХПЗ в 1960 роки під керуванням відомого вченого Л. І. Штейнвольфа. Проведені дослідження коливань сприяли прискоренню будівництва нових тепловозів, що були основними на залізниці СРСР та підвищенню їхнього ресурсу.

Larin A.A.

**RESEARCH VIBRATIONS DIESEL LOCOMOTIVE POWER PLANTS  
IN THE KHARKOV POLYTECHNIC INSTITUTE IN 1960 th YEARS**

In article is considered history of the implementation the first researches of the vibrations diesel locomotives of the power plants, carrying out in Kharkov Polytechnic institute in 1960 th years under the direction of noted scientist L. I. Shteynvolff. These researches promoted to acceleration in the rates construction new diesel locomotive, which were main on railways USSR and increasing of their resource.

---