

Государственный комитет Российской Федерации
по высшему образованию
Уфимский государственный авиационный
технический университет
Кафедра двигателей внутреннего сгорания

МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ
ДВС В СИСТЕМЕ ИМИТАЦИОННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ
<<АЛЬБЕЯ>>

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для бакалавров направления 552700
“Энергомашиностроение”

Уфа 1996

Составитель: С.А.Загайко

Моделирование механических потерь ДВС в системе имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>>. Методические указания для бакалавров направления “Энергомашиностроение” / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т; Сост. С.А.Загайко. - Уфа, 1996. - 74 с.

В работе приведено описание прикладных модулей, используемых при расчете механических потерь на трение и потерь на привод вспомогательных агрегатов двигателей внутреннего сгорания. Моделирование проводится в интерактивной системе имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>>. При описании модулей раскрывается их назначение, способы соединения с соседними модулями и структура.

Указания предназначены для студентов и сотрудников кафедры ДВС УГАТУ при расчёте процессов, происходящих в кинематических парах трения и вспомогательных агрегатах двигателей внутреннего сгорания в интерактивной системе имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>>.

Рецензенты: Будилов И.Н.,
Еникеев Р.Д.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Общая информация о моделях, определяющих механические потери в ДВС	6
1.1. Классификация механических потерь в ДВС	9
1.2. Механические потери в узлах трения ДВС	12
1.2.1. Модель механических потерь в ЦПГ	14
1.2.2. Модели механических потерь в подшипниках	15
1.2.2.1. Подшипник скольжения	15
1.2.2.2. Подшипник качения.....	16
1.2.3. Модели механических потерь в передачах	17
1.2.3.1. Зубчатая передача	17
1.2.3.2. Цепная передача	18
1.2.3.3. Клиноременная передача.....	19
1.2.3.4. Зубчатоременная передача	21
1.2.4. Модели механических потерь в кулачковых передачах	22
1.2.4.1. Кулачковая передача с плоским толкателем.....	22
1.2.4.2. Кулачковая передача с роликовым толкателем	23
1.2.5. Модели механических потерь в уплотнениях.....	23
1.3. Потери на привод вспомогательных агрегатов ДВС	24
1.3.1. Модель потерь на привод вентилятора.....	24
1.3.2. Модель потерь на привод водяного насоса	24
1.3.3. Модель потерь на привод масляного насоса.....	25
2. Описание пакета модклей расчета механических потерь в ДВС	26
2.1. Порт типа ВАЛ_ШТОК.....	26
2.2. Модули-связи ВАЛ, ШТОК и СВЯЗЬ_МЕХ.....	27
2.3. Модуль-элемент КШМ.....	28
2.4. Модуль-элемент ПОРШЕНЬ.....	37
2.5. Модуль-элемент ПОТРЕБИТЕЛЬ	41
2.6. Модуль-элемент ПЕРЕДАЧА	42
2.7. Модуль-элемент ЗУБ_ПЕРЕДАЧА.....	45
2.8. Модуль-элемент ГРМ	47
2.9. Модули-элементы, имитирующие навесные агрегаты ДВС	54
2.9.1. Модуль-элемент ВЕНТИЛЯТОР	54
2.9.2. Модуль-элемент ПОМПА (Водяной насос)	55
2.9.3. Модуль-элемент МАСЛОНАСОС (Масляный насос)	57

2.9.4. Модуль-элемент ВЕТВИТЕЛЬ	58
3. Методика задания входных данных	59
3.1. Подготовительный этап.....	59
3.2. Этап задания данных в системе <<АЛБЕЯ>>	59
3.3. Этап отладки и запуск на расчёт	60
Список использованных источников.....	61
Приложение.....	64

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания являются продолжением учебного пособия “Система имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>> (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста” /1/. Данные методические указания описывают прикладные модули по расчету механических потерь на трение и потерь на привод вспомогательных агрегатов ДВС, встроенных в систему имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>>, разработанную на кафедре двигателей внутреннего сгорания Уфимского государственного авиационного технического университета (УГАТУ). Приведены структуры прикладных модулей с расшифровкой их параметров и особенностей применения. При описании параметров прикладного модуля используются специальные обозначения. Параметры модулей, отмеченные знаком “*”, должны быть обязательно заданы при инициализации расчётной схемы, отмеченные знаком “***”, задаются при инициализации в зависимости от условий, конкретно оговорённых в описании соответствующего модуля и параметра. Не отмеченные этими знаками параметры являются информационными. Они не задаются и не редактируются.

Данные методические указания должны помочь студентам и сотрудникам кафедры ДВС при расчёте в системе <<АЛЬБЕЯ>> эффективных показателей двигателя с учётом особенностей его кинематической схемы и конструкции.

1. ОБЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О МОДЕЛЯХ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ДВС

Эксплуатационные показатели двигателя внутреннего сгорания (ДВС) - эффективная мощность, эффективный крутящий момент и др. - определяются не только индикаторными показателями, которые характеризуют рабочие процессы в цилиндрах двигателя, но также и механическими показателями, зависящими от многих факторов, начиная с температуры стенки цилиндра и кончая скоростным и нагрузочным режимами работы ДВС. Механические показатели двигателя оцениваются величиной механических потерь. При уменьшении механических потерь значительно повышаются эксплуатационные качества двигателя. Именно поэтому проявляется интерес к исследованиям механических потерь и, в первую очередь, потерь работы в результате действия сил трения в элементах ДВС. Это объясняется также и тем фактом, что такие потери составляют значительную часть работы, производимой двигателем, из чего следует экономическая обоснованность проведения мероприятий на снижение таких потерь, а, следовательно, на повышение механического КПД, причем в такой степени, чтобы оказать влияние на увеличение общего КПД двигателя. Так как довольно высокий процент (10 - 30%) индикаторной работы двигателя затрачивается на механические потери, то поэтому определение их величин на стадии проектирования двигателя является важнейшей задачей, решение которой позволяет оценить эффективность как выбранных конструктивных решений собственно двигателя (рабочий объем цилиндра, число цилиндров и т.д.), так и выбранных пар трения или передач, а также материалов для их изготовления.

В настоящее время существуют три основных подхода в решении задачи определения механических потерь и механического КПД двигателя - экспериментальный, теоретический и комбинированный.

При использовании каждого из двух первых возможных подходов встречаются серьезные трудности. Во-первых, оценка потерь работы как разница между значениями индикаторной работы и работы на выходном валу дает достоверные, достаточно надежные результаты только по сравнительно малооборотным ДВС [2]. Методы оценки с прерыванием процесса горения дают лишь весьма приблизительные результаты, поскольку изменяются условия действия сил на кинематические па-

ры кривошипно-шатунного механизма двигателя /2, 3/. Методы анализа в лабораторных условиях отдельных пар трения или узлов имеют тот недостаток, что трудно воспроизвести условия нагружения, подобные действительным, особенно на поршневом ДВС /4, 5/. Другие методы, применяемые на двигателях в собранном виде /6/, не дают достаточное количество информации, которое позволило бы представить результаты в аналитическом виде. И основным существенным недостатком экспериментальных методов определения потерь является то, что прежде, чем проводить эксперименты, необходимо иметь в наличии опытный образец. Если стоит задача в улучшении механических показателей какого-либо двигателя, то проблемы с опытным образцом не возникает. Но если проектируется новый двигатель, то встает проблема с изготовлением и сборкой опытного образца, и она еще больше возрастает, когда необходимо проверить несколько альтернативных вариантов. Этому недостатку лишены теоретические методы определения потерь.

В настоящее время при стендовых испытаниях двигателей используют следующие методы определения механических потерь на трение и потерь на привод вспомогательных агрегатов, регламентированные ГОСТом на методы стендовых испытаний ДВС:

1) метод прокручивания коленчатого вала двигателя от постороннего источника механической энергии (балансирной электрической машины (БЭМ) при ее работе на моторном режиме). При этом методе двигатель прогревают в течение нескольких минут, затем останавливают и начинают прокручивать. Определение механических потерь производят при полном открытии дросселя, выключенном зажигании, без подачи топлива и при принудительном вращении коленчатого вала двигателя от n_{\min} до n_{\max} . По показаниям весов БЭМ определяют величину механических потерь в ДВС;

2) метод последовательного отключения цилиндров при работе двигателя с полностью открытым дросселем (для двигателей с искровым зажиганием) или с полной подачей (для дизелей). Для определения механических потерь этим методом определяют разность между мощностью, развиваемой двигателем во время работы всех цилиндров, и мощностью, развиваемой двигателем при выключенном зажигании (подаче топлива) в одном из цилиндров, т.е. определяют индикаторную мощность цилиндра. Вычитание эффективной мощности из суммы ин-

дикаторных мощностей всех цилиндров данного двигателя дает значение мощности, затрачиваемой на механические потери;

3) метод двойного выбега. При этом методе значение механических потерь оценивают по запасу кинетической энергии движущихся деталей двигателя, которую, в свою очередь, оценивают по времени затухания оборотов коленчатого вала двигателя.

На машиностроительных предприятиях применяют также метод индицирования, не регламентированный ГОСТом, суть которого состоит в снятии индикаторной диаграммы рабочего процесса ДВС. Метод индицирования требует значительных и довольно трудоемких переделок двигателя, связанных с установкой одного или, при необходимости, двух датчиков давления в головке цилиндра, что не всегда возможно и, конечно же, нарушает геометрию камеры сгорания двигателя.

У этих методов (кроме метода индицирования) - общий недостаток: механические потери в них определяются на неработающих двигателях или цилиндрах, тогда как опыт показывает, что механические потери в ДВС зависят не только от скоростного, но и от нагрузочного режимов, следовательно, ни одним из применяемых методов нельзя получить истинное значение механических потерь при работе двигателя. Об их величине можно лишь судить по значениям механических потерь, полученных одним из вышеприведенных методов.

Что касается теоретических методов оценки, то, если, с одной стороны, теория смазки дает тщательно разработанные математические модели для наиболее простых случаев (подшипники), с другой стороны, эти модели мало используются для определения механических потерь на трение в тронковых двигателях. На основе многочисленных экспериментальных данных И.В.Крагельским, А.В.Чичинадзе, М.Хебдой и другими авторами были выведены эмпирические зависимости коэффициента трения от различных факторов: шероховатости, нагрузки, скорости скольжения, вязкости и т.п., в результате которых разработаны математические модели расчета коэффициента трения как при режиме сухого трения /7, 8, 9/, так и при режимах граничного и полужидкостного трения /8, 10, 11/. Расчет коэффициента трения, также на основе эмпирических зависимостей, при гидродинамическом и гидростатическом режимах жидкостного трения был разработан М.Хебдой и А.В.Чичинадзе /12/. При наличии данных математических моделей появляется возможность рассчитывать потери механической энергии

практически в любых кинематических парах, где происходит относительное перемещение двух трущихся поверхностей. Но остается серьезная проблема, как расчетным путем определить точные рабочие параметры кинематических пар двигателя (зазоры, вязкость и т.д.). Известны также опытные натурные модели двигателей /13, 14/, использующиеся для целей, для которых они оказались полезными, но они совершенно бесполезны в тех случаях, когда необходимо дать обоснованное предложение относительно двигателей новой геометрической формы.

В связи с таким состоянием дела в данной области, а также с насыщением рынка вычислительной техникой возникла необходимость создания имитационных моделей, позволяющих оценивать механические мгновенные потери в различных кинематических парах двигателя, пользуясь аналитическими выражениями с помощью цифровой вычислительной техники, которая будет определять путем интегрирования по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) потери индикаторной работы в течение рабочего цикла.

1.1. Классификация механических потерь в ДВС

Все механические потери в ДВС можно разделить на два класса по способу их происхождения (рис 1.1):

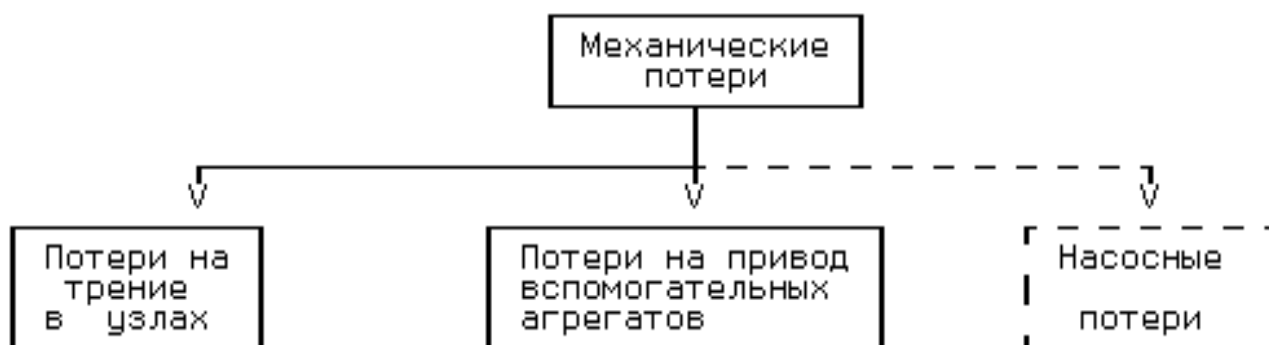


Рис. 1.1

потери на трение в узлах и агрегатах ДВС и производные этого вида потерь;

потери на привод вспомогательных агрегатов ДВС, которые могут быть различны по знаку: со знаком "-" - для агрегатов, потребляющих мощность (например, топливный насос, компрессор и т.д.), со знаком

"+" - для агрегатов, производящих мощность (например, газовая турбина и т.д.).

В эти два класса не входят так называемые "насосные потери", которые также относят к механическим потерям, хотя это, вообще говоря, не совсем верно. Это объясняется тем, что ранее насосные потери при испытании 4-тактного двигателя никак не могли отделить от механических потерь, и поэтому практически удобно было относить насосные потери к механическим. В настоящее время в связи с появлением достаточно мощных вычислительных систем (например, система <<АЛЬБЕЯ>> /15/) насосные потери (потери на насосные ходы в 4-тактном двигателе; в 2-х тактном двигателе - это потери на работу кривошипной камеры) должны учитываться средним индикаторным давлением цикла, а, следовательно, и индикаторной мощностью, так как среднее индикаторное давление характеризует весь рабочий цикл двигателя, а не какие-то его отдельные процессы (например, только процессы сжатия и рабочий ход). Таким образом, индикаторная мощность должна отражать все процессы, происходящие в цилиндре, поэтому и должна включать в себя насосные потери на опорожнение и наполнение цилиндра так, как это сделано в системе <<АЛЬБЕЯ>> /1/.

Потери на трение в узлах и агрегатах ДВС складываются из потерь на внешнее трение и потерь на внутреннее трение. Потери на внешнее трение возникают при относительном перемещении двух поверхностей в узлах трения: соприкасающихся друг с другом двух твердых тел, а также при перемещении какой-либо поверхности твердого тела относительно газа (аэродинамические потери) или жидкости (гидродинамические потери). В зависимости от вида относительного перемещения поверхностей двух твердых тел различают потери при трении скольжения и потери при трении качения (рис. 1.2).

Потери при трении скольжения могут различаться в зависимости от режима трения или режима смазки, которые бывают следующих видов:

- режим сухого трения;
- режим граничного трения;
- режим полужидкостного трения;
- режим жидкостного трения, который, в свою очередь, по конструктивному исполнению делится на:
 - режим гидродинамического трения;

режим гидростатического трения;
режим газостатического трения.

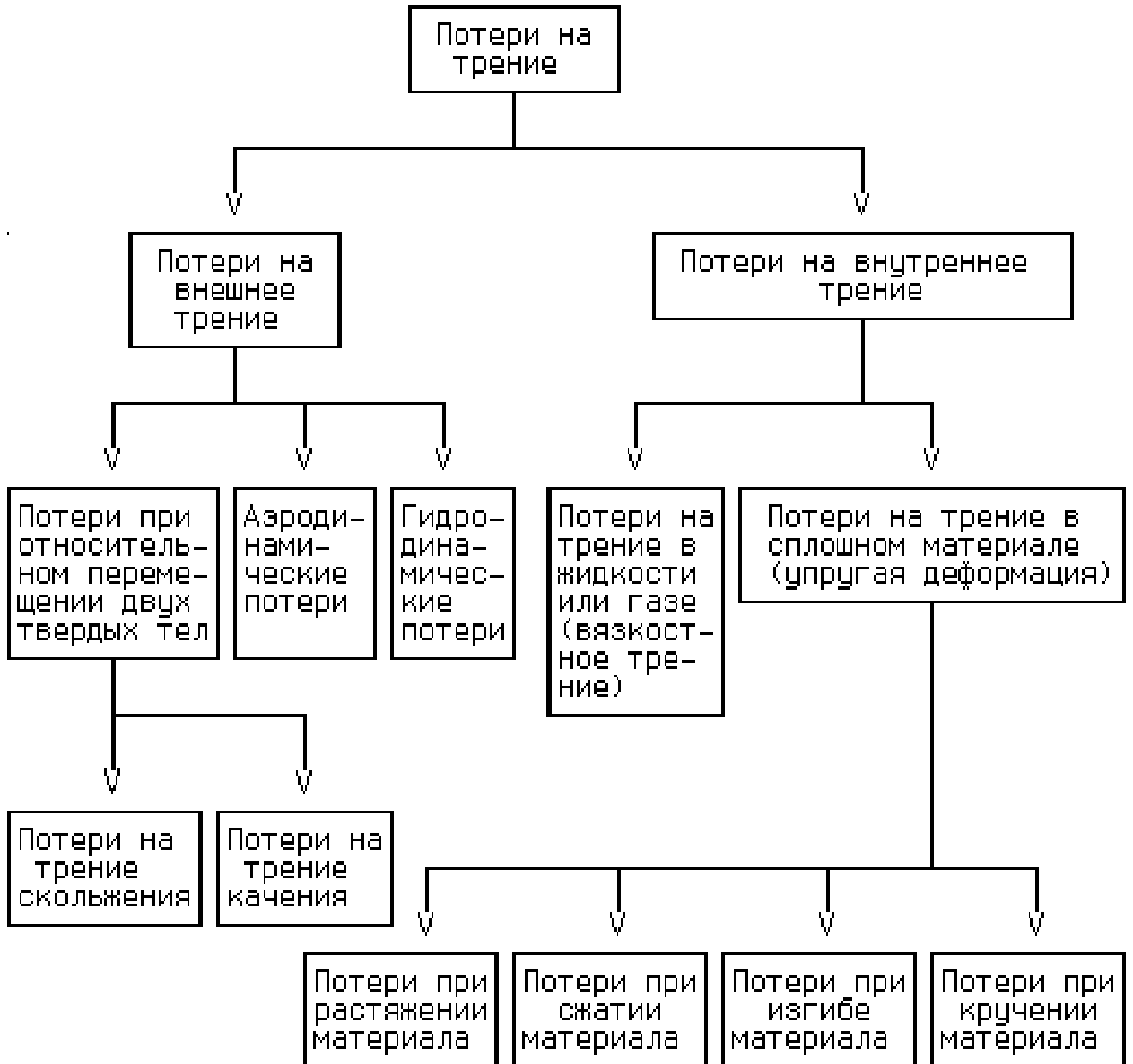


Рис. 1.2

Потери на внутреннее трение могут происходить в сплошном материале, в жидкости или газе (вязкостное трение). Внутренние потери в сплошном материале (упругая деформация материала) возникают в результате нагружения материала при передаче усилий в силовых схемах, либо при изменении направления движения, либо то и другое одновременно. Эти потери складываются из следующих составляющих:

потери при упругом растяжении материала;
 потери при упругом сжатии материала;
 потери при упругом изгибе материала;
 потери при упругом кручении материала.

Потери на привод вспомогательных агрегатов ДВС (рис. 1.3) состоят из потерь, идущих собственно на полезную работу в агрегате, и потерь при преобразовании механической энергии в другой вид энергии, используемой в агрегате, которые могут быть следующих видов:

потери при преобразовании механической энергии в электромагнитную;

потери при преобразовании механической энергии во внутреннюю энергию газа или жидкости;

потери при преобразовании механической энергии в другой вид механической энергии, которые являются собственно также механическими потерями и которые могут быть рекурсивно классифицированы. Таким образом, механические потери в ДВС состоят из множества разнородных слагаемых, которые необходимо учитывать, чтобы спроектировать двигатель с наименьшими механическими потерями.

1.2. Механические потери в узлах трения ДВС

Методика расчета механических потерь в узлах трения ДВС реализована в виде программных модулей и основана на выводах и заключениях молекулярно-механической теории трения /9/. Это позволяет оценить потери в узлах трения двигателя при работе их в режиме как граничного, так и жидкостного трения. Механические потери в модулях являются мгновенными, имеют размерность мощности (Вт) и считаются постоянными на рассматриваемом временном отрезке, т.е. в течении рассматриваемого дискрета времени Δt параметры, по которым определяются механические потери, не меняются.

Расчет механических потерь в парах трения проводится по классической схеме:

1) определяется коэффициент трения в зависимости от нагрузки, скорости относительного перемещения, чистоты сопрягаемых

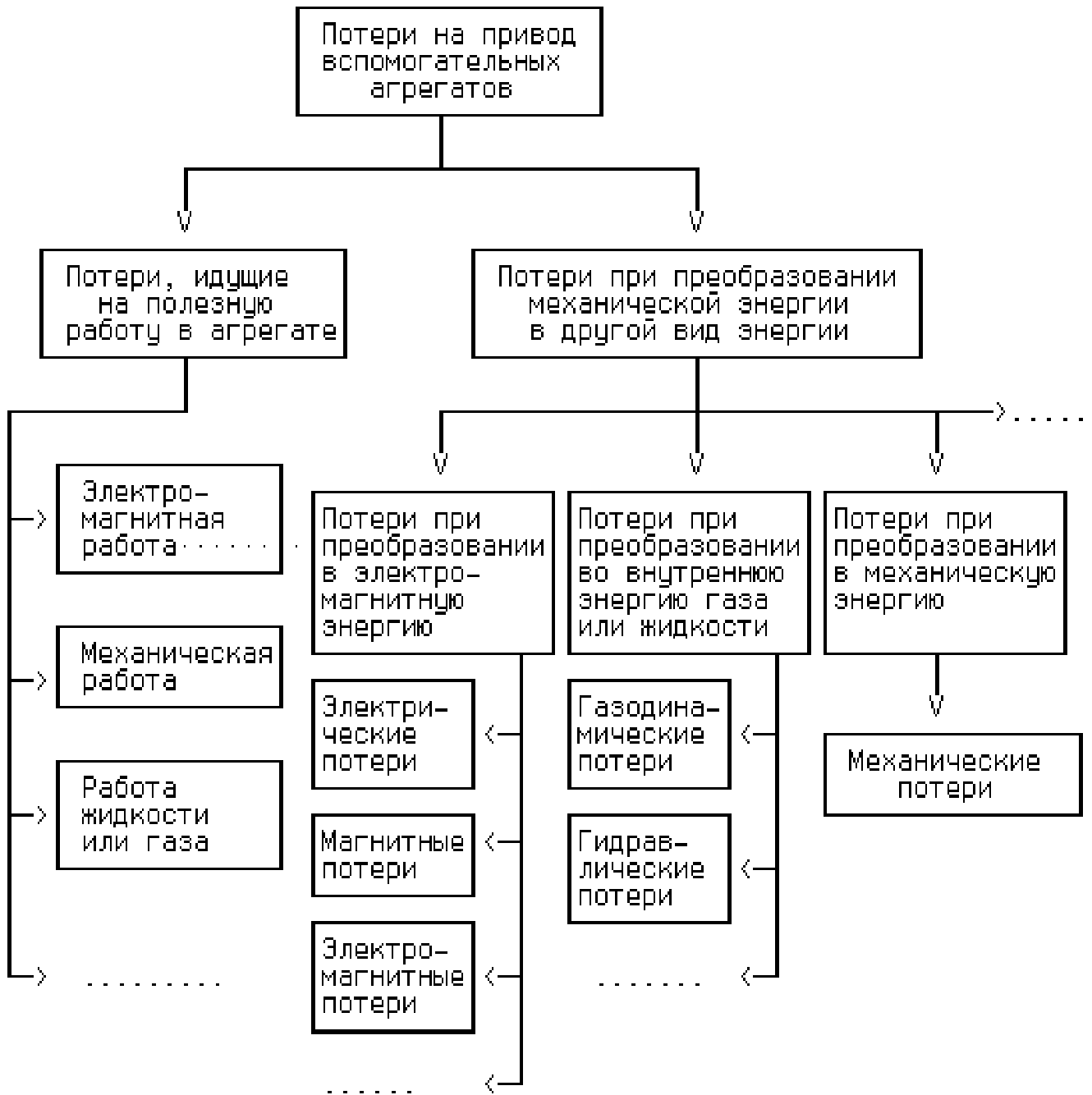
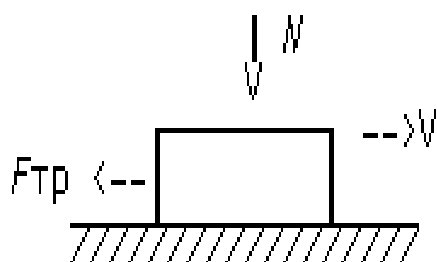


Рис. 1.3

поверхностей, свойств материалов, вида и свойств смазочного материала;

2) определяется сила трения в узле, которая численно равна произведению коэффициента трения на силу, нагружающую пару трения;

3) определяется мощность потерь в узле трения, которая численно равна произведению силы трения на скорость взаимного перемещения трущихся поверхностей (рис. 1.4).



N - нагружающая сила, Н;

f - коэффициент трения;

$F_{тр} = f \cdot N$ - сила трения, Н;

$N_{тр} = F_{тр} \cdot V$ - мощность трения, Вт.

Рис. 1.4

1.2.1. Модель механических потерь в ЦПГ

Потери в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) ДВС могут достигать 60-65% от всех суммарных потерь на трение в двигателе. Поэтому совершенствование конструкции деталей ЦПГ с целью уменьшения потерь в узлах трения приобретает важное значение.

В модулях расчета потерь в цилиндро-поршневой группе сделан ряд допущений:

поршневые кольца находятся в неподвижном состоянии относительно поршня в каждый рассматриваемый момент времени;

отсутствуют колебательные движения поршня в момент его пере-
кладки;

сила упругости колец распределена равномерно по всей окружности;

давление газов за первым поршневым кольцом принимается равным давлению в камере сгорания в данный момент времени.

Расчет потерь на трение проводится отдельно для каждой пары сопрягаемых поверхностей: “цилиндр - поршневое кольцо” и “цилиндр - юбка поршня”.

Механические потери на трение в поршневых кольцах в значительной степени определяются давлением в заколочных объемах, распределение которых зависит от неплотностей, имеющих место в кольцевых уплотнениях. Эти неплотности существуют в замках колец, в зазорах между кольцом и кольцевой канавкой. Течение газа через эти неплотности можно рассматривать как течение через лабиринтное уплотнение. Расчет давлений в заколочных объемах проводится при помощи модулей расчета газоздушного тракта (ГВТ) системы <<АЛБЕЯ>>.

В программных модулях реализована математическая модель расчета механических потерь в поршневых кольцах, выполненная на основании полуэмпирических закономерностей, выведенных Крагельским И.В. /9/.

При моделировании трения в ЦПГ учитывается состояние контакта трущихся поверхностей. Потери на трение в кольцах в значительной степени зависят от упругих свойств поршневых колец, температуры и давления газов, действующих на кольца. С увеличением последнего потери растут. Механические потери также возрастают и с возрастанием скорости перемещения кольца относительно цилиндра. С увеличением вязкости масла механические потери снижаются при режиме полужидкостной смазки, но происходит их возрастание при режиме жидкостной смазки, что объясняется диаграммой Герси /16/. С увеличением качества обработки поверхностей кольца и гильзы цилиндра потери на трение снижаются. При расчете приработанных поверхностей необходимо использовать равновесную шероховатость, отличающуюся от той, которая обычно задается в конструкторской документации на изготовление деталей.

1.2.2. Модели механических потерь в подшипниках

Мощность потерь в подшипниках в основном зависит от прилагаемых к подшипнику усилий и от скорости относительного вращения в подшипнике. Расчет потерь на трение в подшипниках ведется по методике, изложенной в /17, 18, 19, 20/.

Как известно, в зависимости от вида трения подшипники подразделяют на подшипники скольжения и подшипники качения. В подшипниках скольжения трущиеся поверхности разделены слоем антифрикционного материала, поэтому коэффициент трения в узле с подшипником гораздо ниже, чем без подшипника, хотя вид трения сохраняется. В подшипниках качения трение скольжения заменяется на трение качения путем введения между трущимися поверхностями тел качения - шарики или ролики. Это позволяет значительно снизить коэффициент трения в узле, а, следовательно, уменьшить в нем механические потери.

1.2.2.1. Подшипник скольжения

Подшипники скольжения в двигателях работают в условиях жидкостного и полужидкостного трения. Переход от одного режима трения в другой зависит от величины приложенной радиальной нагрузки, ско-

рости скольжения, условий смазки подшипника, толщины смазочного слоя между вкладышем и шейкой вала. Математический анализ процесса трения в смазочном слое очень сложен и зависит от многих факторов, поэтому в модуле расчета потерь в подшипнике скольжения сделан ряд допущений:

подшипник скольжения работает в области эксцентриситета $k = 0.7 \dots 0.85$;

давление подачи смазки $(2 \dots 7) \cdot 10^5$ Па;

отсутствует прогиб вала;

отсутствует перекос осей вкладыша и шейки вала;

отсутствует биение вала.

Режим трения в подшипнике скольжения меняется в зависимости от нагрузки. Мощность механических потерь в подшипнике скольжения во многом зависит от режима трения, определяемого внешними факторами: вязкостью смазочного материала, скоростью вращения подшипника и нагрузки на подшипник. Изменение величины мощности в зависимости от вышеперечисленных факторов вполне адекватно описывается диаграммой Герси /16/.

1.2.2.2. Подшипник качения

Общие потери в подшипнике качения являются комплексной величиной, состоящей из множества слагаемых, таких, как:

трение качения шариков или роликов по дорожкам качения, обусловленное в основном упругим гистерезисом контактирующей поверхности;

трение скольжения отдельных участков поверхностей качения, обусловленное конфигурацией дорожек и тел качения;

трение скольжения тел качения о сепаратор и сепаратора по центровочной поверхности;

трение скольжения торцов роликов по направляющим буртам;

гидродинамическое сопротивление смазочного материала движению подшипника;

сопротивление, порождаемое силами инерции и гироскопическим эффектом на телах качения.

Влияние перечисленных факторов определяется в первую очередь нагрузкой, кроме того, потери зависят от частоты вращения, смазки и других факторов. Все это трудно поддается анализу и основано на экс-

периментальных данных, поэтому расчетное определение потерь на трение в подшипнике качения очень сложно и носит весьма приближенный характер. Для расчетов используются зависимости, полученные путем проведения экспериментов и обобщения критериальных зависимостей, выполненных Комиссаром А.Г. и И.В.Крагельским /19, 10/.

В модуле расчета механических потерь в подшипнике качения сделан ряд допущений:

- отсутствует трение в контактных уплотнениях;
- отсутствуют технологические и монтажные погрешности;
- отсутствует загрязнение смазки;
- отсутствует биение шарика о дорожку сепаратора.

Потери на трение в подшипнике качения в основном зависят от скорости вращения, прикладываемой нагрузки и от типа применяемого подшипника.

1.2.3. Модели механических потерь в передачах

Потери мощности в передачах возникают преимущественно вследствие деформации материала при передаче усилий с одного вала на другой, аэродинамических потерь шкивов и звездочек передач, проскальзыванием зубьев относительно передающего элемента.

1.2.3.1. Зубчатая передача

Потери в зубчатой передаче возникают в основном при фрикционном взаимодействии поверхностей зубьев шестерни и колеса, а также в подшипниках шестеренной передачи при передаче усилий с шестерни на колесо.

При работе передачи происходит качение и скольжение сопрягаемых поверхностей относительно друг друга. Скорость скольжения в контакте зубьев не постоянная в течение всей фазы зацепления, а становится равной нулю в полюсе зацепления, где происходит чистое качение и затем вновь увеличивается к концу линии зацепления.

Однако вследствие сложности математического описания процессов, происходящих при зацеплении, в математической модели /21, 22, 23/ сделан ряд допущений:

- отсутствуют деформации зубьев шестерни и колеса;
- при расчете используется средняя скорость скольжения во время всего процесса зацепления;

отсутствует ударный характер входа и выхода зубьев в зацепление;

во время зацепления динамическая вязкость смазки остается постоянной.

Основные потери в шестеренной передаче возникают от передаваемой нагрузки. Но при передаче малых нагрузок и большой скорости вращения могут преобладать аэродинамические потери от вращения зубчатых колес и эти потери возрастают с ростом диаметров последних.

1.2.3.2. Цепная передача

Цепная передача используется в ДВС в основном для привода таких механизмов, которые требуют строгого относительного расположения валов друг относительно друга, например, механизма газораспределения или топливного насоса высокого давления.

В приводе механизма газораспределения чаще всего применяется роликовая цепь, ролики которой входят в зацепление со звездочками. Именно поэтому в математической модели расчета [24] потерь в цепной передаче расчет проводится для такой цепи, хотя с небольшими погрешностями эту модель можно использовать для расчета потерь и других типов цепных передач.

Потери в цепной передаче зависят от многих параметров, среди которых:

скорость движения цепи;

условия смазки цепи;

нагрузка в узле трения звездочки с цепью и т.д.

Потери в цепной передаче складывается из следующих составляющих:

потери от скольжения и качения втулки цепи по зубу звездочек;

потери от деформации материала втулки и звездочек;

потери на трение в подшипниках звездочек;

аэродинамические потери от движения цепи и звездочек.

Основные потери в передаче цепью возникают от передаваемых цепью усилий. При передаче малых нагрузок, так же как в зубчатой передаче, могут преобладать аэродинамические потери от движения цепи и вращения звездочек передачи.

1.2.3.3. Клиноременная передача

Клиноременная передача в ДВС обычно осуществляет передачу крутящего момента от коленчатого вала на привод таких вспомогательных агрегатов, которые не требуют строгого относительного расположения валов: генератор, водяной насос, масляный насос, вентилятор и т.д. Некоторые из этих агрегатов могут располагаться на одном валу, поэтому их потребляемые мощности складываются.

Потери в клиноременных передачах при неудачном выборе параметров могут быть достаточно велики. Поэтому при конструировании этому вопросу должно быть уделено серьезное внимание, тем более, что некоторые причины, вызывающие большие потери, одновременно существенно влияют и на долговечность ремня.

Потери в клиноременной передаче по их проявлению и причинам, обуславливающим их, разделяются на следующие:

- потери от скольжения ремня по шкиву;
- потери на внутреннее трение в ремне при деформировании полезной нагрузкой;
- потери в ремне от изгиба и поперечного сжатия;
- потери на трение в подшипниках шкивов;
- аэродинамические потери от движения ремня и шкивов.

В соответствии с математической моделью /25, 26/ потери мощности на трение при упругом скольжении пропорциональна нагрузке, обратно пропорциональна модулю упругости и при нормальной нагрузке составляет приблизительно 0,5...2%.

Потери на радиальное скольжение пропорциональны квадрату ширины ремня и обратно пропорциональны модулю упругости при сжатии и квадрату диаметра шкивов. С уменьшением угла канавки потери существенно растут.

Внутренние потери обуславливаются явлением гистерезиса. При циклическом деформировании ремня в его элементах происходит внутреннее трение, в результате чего часть работы, затраченной на деформирование, теряется при снятии напряжений, переходя в тепло и статическое электричество, а также вызывая структурные изменения материала.

Величина потерянной работы зависит от упругих свойств материала ремня и амплитуды изменения деформаций. С увеличением по-

следней потерянная часть работы возрастает. Относительная величина теряемой на внутреннее трение работы характеризуется коэффициентом полезной упругости, который представляет собой отношение работы, возвращенной при сокращении или выпрямлении ремня за счет упругих свойств материала, к работе, затраченной на его деформацию.

Внутренние потери в ремне могут также вызываться пластическими деформациями материала. Как упругие, так и пластические деформации материалов, из которых изготавливают ремни, зависят от скорости деформирования. С увеличением последней площадь петли гистерезиса и, следовательно, потери уменьшаются.

Таким образом, внутренние потери в ремне зависят от его материала, вида деформаций, их величины и в некоторой степени от скорости ремня.

По причинам, вызывающим изменение деформаций при работе ремня, внутренние потери разделяются на три составляющие:

- потери от нагрузки;
- потери от изгиба ремня;
- потери от поперечного сжатия.

Коэффициенты полезной упругости при растяжении для клиновых ремней, по опытам К.И.Герваса /27/, следующие: при корде хлопчатобумажном тканевом 0,61...0,67, шнуровом 0,8, капроновом 0,8...0,84. По испытаниям Р.Р.Мавлютова /28/ эта величина для плоских прорезиненных ремней повышается с увеличением напряжения растяжения; при рабочих напряжениях она составляет 0,67. Потери от нагрузки возрастают с увеличением предварительного натяжения ремня и падают с повышением модуля упругости ремня при растяжении.

Значения коэффициента полезной упругости при изгибе по работе /27/ для кордтканевых ремней составляют 0,3...0,45, для шнуровых - 0,55...0,60. По опытам В.В.Верницкого, при динамическом нагружении коэффициент полезной упругости существенно выше - 0,7...0,9.

Коэффициент полезной упругости ремней при поперечном сжатии, по опытам К.И.Герваса /27/, составлял 0,7...0,8; большие значения относятся к кордшнуровым ремням.

Величина потерь на поперечное сжатие небольшая. Для широких ремней она приближается к 1%.

Аэродинамические потери шкивов состояются из потерь на трение о воздух дисков, ребер, или спиц и обода шкивов.

Изменяя характеристики материала ремня, его конструкцию, размеры шкивов, можно существенно влиять на величину потери в передаче.

1.2.3.4. Зубчатоременная передача

В последнее время при передаче крутящего момента с одного вала на другой, жестко связанный с ним кинематически, наряду с использованием цепной передачи применяют передачу зубчатым ремнем. Зубчатый ремень в последнее время используется при передаче крутящего момента с коленчатого вала ДВС на привод распределительного вала. Наибольшие потери мощности в данной передаче вызваны скольжением зубьев ремня по зубьям шкивов при входе в зацепление и выходе из него.

Потери мощности в передаче с зубчатым ремнем зависят от передаваемой нагрузки, начального натяжения и скорости ремня и состоят из следующих слагаемых:

- внутренние потери в ремне от растяжения и изгиба;
- потери в зубьях от деформации при входе и выходе из зацепления;
- потери на скольжение зубьев ремня по зубьям шкивов при входе и выходе из зацепления;
- потери на трение в подшипниках шкивов;
- аэродинамические потери от движения ремня и шкивов.

Потери мощности при растяжении, изгибе ремней и деформации зубьев характеризуются коэффициентами полезной упругости.

Потери мощности от полезной нагрузки обратно пропорциональны жесткости ремня.

Ремень имеет многослойную конструкцию, он состоит из витков металлического каната или каната из стекловолокна, слоев резины или полиуретана. В связи с этим коэффициент полезной упругости ремня при изгибе по экспериментальным данным составляет 0,7...0,8.

Потери мощности на изгиб ремня прямо пропорциональны жесткости ветвей при изгибе и обратно пропорциональны квадрату диаметров шкивов.

По экспериментальным данным, коэффициент полезной упругости зуба ремня составляет 0,75...0,8.

Потери мощности от деформации зубьев ремня прямо пропорциональны податливости зубьев и обратно пропорциональны квадрату чисел зубьев шкивов, находящихся в зацеплении с ремнем.

При входе в зацепление со шкивами зубья ремня деформируются и скользят по боковым поверхностям зубьев шкива.

Потери на скольжение зубьев ремня по зубьям шкивов прямо пропорциональны нагрузкам на зубья ремня при входе и выходе из зацепления, коэффициенту трения и обратно пропорциональны числам зубьев шкивов, находящихся в зацеплении с ремнем.

Подсчеты потерь мощности на трение в передаче показывают, что основными являются потери на скольжение зубьев ремня при входе и выходе из зацепления со шкивами. Вторыми по величине находятся потери от изгиба ремня.

1.2.4. Модели механических потерь в кулачковых передачах

Кулачковая передача, как правило, применяется в тех агрегатах, где необходимо регулирование поступательного движения толкателя относительно положения вращающегося вала. Таким механизмом в ДВС является механизм газораспределения, в котором происходит регулирование площади проходного сечения клапана (перемещение толкателя клапана) в зависимости от поворота распределительного вала. Потери в газораспределительном механизме (ГРМ) складываются из следующих составляющих:

- потери на трение клапана о его седло;

- потери на преодоление сил давления газа в камере сгорания и сжатия пружин, которые возвращаются при обратном движении толкателя;

- потери при трении толкателя о корпус;

- потери в подшипниках коромысла и распределительного вала;

- потери при трении кулачка о тарелку или ролик толкателя.

При расчете потерь в газораспределительном механизме ДВС потери при трении клапана о седло не учитываются из-за их малой величины.

1.2.4.1. Кулачковая передача с плоским толкателем

В кулачковой передаче с плоским толкателем управляющее усилие передается через пару трения "кулачок - толкатель", которая представляет из себя пару скольжения, толкатель которой скользит по поверхности вращающегося кулачка. Математическая модель расчета потерь в

кулачковой передаче выполнена на основании молекулярно-механической теории трения /9/.

В данном модуле сделан ряд допущений:

отсутствует ударный характер соприкосновения толкателя с кулачком;

отсутствуют деформации кулачка и толкателя.

1.2.4.2. Кулачковая передача с роликовым толкателем

Кулачковая передача с роликовым толкателем отличается от кулачковой передачи с плоским толкателем тем, что в ней трение скольжения заменяется на трение качения, в которой коэффициент трения на порядок ниже. Поэтому в кулачковых передачах желательно использовать роликовый толкатель.

Основные потери в кулачковой передаче возникают от силы на точку контакта поверхностей. В кулачковой передаче с роликовым толкателем (в отличие от передачи с плоским толкателем) механические потери мало зависят от скорости вращения. Они возрастают только на перегибах профиля кулачка (при большой скорости подъема и опускания передачи), когда происходит скольжение поверхностей в точке контакта ролика и кулачка.

1.2.5. Модели механических потерь в уплотнениях

Потери на трение в бесконтактных уплотнениях заметны лишь для многоступенчатых лабиринтных уплотнений, туго забитых пластичным смазочным материалом в период пуска. В контактных уплотнениях сопротивление трению обычно значительно превышает потери на трение в подшипнике. Поэтому контактные уплотнения в быстроходных опорах применяются сравнительно редко. При этом целесообразно обеспечить устойчивую смазку поверхностей трения. В модуле реализованы математические модели для расчета потерь на трение в контактных уплотнениях различных типов по Комиссару А.Г. /19/.

Механические потери в манжетном уплотнении в основном определяются частотой вращения вала и упругими свойствами материала манжеты и манжетной пружины.

Механические потери в уплотнении сальником зависят в основном от частоты вращения вала и от силы затяжки набивки.

1.3. Потери на привод вспомогательных агрегатов ДВС

Потери мощности во вспомогательных агрегатах ДВС в основном зависят от скоростного режима двигателя, так как эта мощность идет на привод агрегатов - вентилятора, масляного насоса, водяного насоса, генератора и т.д. В этих агрегатах потери возрастают с увеличением частоты вращения двигателя. В этих модулях расчета потерь на привод вспомогательных агрегатов ДВС (также как и в модулях расчета потерь на трение) рассчитывается мгновенная мощность потерь, т.е. неизменная за отрезок времени Δt .

1.3.1. Модель потерь на привод вентилятора

Вентилятор в ДВС служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора и частично от двигателя. Потери в вентиляторе складываются из следующих составляющих:

- потери на полезную работу, разгоняющую поток воздуха;
- потери на гидравлическое трение;
- потери в подшипниках вала.

КПД вентилятора в большой степени зависит от конструкции вентилятора. Для осевых клепанных вентиляторов эта величина составляет 0,32...0,4, для литых - 0,55...0,65.

Механические потери на привод вентилятора зависят только от частоты вращения вала, от конструкции вентилятора, его размеров и физических свойств газа.

1.3.2. Модель потерь на привод водяного насоса

Водяной насос в ДВС служит для обеспечения непрерывной циркуляции воды в системе охлаждения. В двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости. Именно такого насоса реализована математическая модель в модуле расчета потерь на привод. Потери в водяном насосе складываются из тех же составляющих, что и в вентиляторе.

Величина мощности на привод зависит в основном от частоты вращения вала, давления жидкости в системе и конструкции насоса. В общем случае мощность на привод водяного насоса может быть определена по паспорту на агрегат, испытанием агрегата на стенде и составля-

ет обычно величину примерно 0,5...1% индикаторной мощности двигателя.

1.3.3. Модель потерь на привод масляного насоса

Масляный насос в ДВС служит для подачи смазочного материала к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. По конструктивному исполнению масляные насосы бывают шестеренные и винтовые.

Шестеренные насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в ДВС. Поэтому в программном модуле реализована математическая модель, определяющая механические потери именно в масляном насосе. Потери в масляном насосе складываются из тех же составляющих, что и в водяном насосе. Коэффициент полезного действия масляных насосов составляет 0,85...0,90.

Механические потери в масляном насосе зависят от тех же параметров, что и в водяном насосе.

2. ОПИСАНИЕ ПАКЕТА МОДУЛЕЙ РАСЧЕТА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДВС

В данном разделе приводится описание модулей, которые не только определяют механические потери, но и моделируют работу тех объектов, которые они описывают, то есть рассчитывают кинематику и динамику объекта с учетом масс его деталей и узлов и их моментов инерции, что позволяет в системе <<АЛЬБЕЯ>> /29/ из кубиков-модулей собирать практически любую кинематическую (структурную) схему двигателя с навесными агрегатами. Так как в ДВС наибольшее распространение получил кривошипно-шатунный механизм (КШМ), то в данной работе будем рассматривать именно его. Пакет модулей расчета кинематической части двигателя добавлен в систему имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ - ГД>>, рассчитывающую рабочий процесс и газоздушный тракт (ГВТ) двигателя.

2.1. Порт типа ВАЛ_ШТОК

Между собой модули расчета кинематики, динамики и мгновенной мощности механических потерь связываются при помощи "механического" порта, именуемого "ВАЛ_ШТОК", который предназначен для передачи обменных параметров между расчетными модулями и модулями связи: линейные и угловые скорости вращения звеньев, массовые характеристики, усилия и моменты и т.д. Параметры порта ВАЛ_ШТОК устанавливаются автоматически и имеют единую для всех модулей, рассчитывающих механические потери, структуру:

Статус - статус порта, устанавливающий признак связи: 0 - порт не подключен к связи; 1 - порт подключен к связи;

Тип_порта - параметр определяет тип порта: 1- порт типа ОТВЕРСТИЕ, 2 - порт типа ВАЛ_ШТОК;

Тип_модуля - параметр определяет тип связываемого модуля;

Номер_цилиндра - номер цилиндра, с которым связан модуль;

Осевая_сила - передаваемая осевая сила, Н;

Радиальная_сила - передаваемая радиальная сила, Н;

Крутящий_момент - передаваемый крутящий момент, Н·м;

Скорость - передаваемая линейная скорость, м/с;

Угловая_скорость - передаваемая угловая скорость, 1/с;

Момент_инерции - передаваемый момент инерции, кг·м²;

Масса - передаваемая масса, кг;

Плечо приложения сил - передаваемое плечо сил, м;

Угол приложения сил - передаваемый угол приложения, град.

Описание предметных модулей расчета механических потерь в ДВС проводится по следующей схеме:

1) описывается назначение модуля, то есть для чего модуль предназначен и какие процессы имитирует.

2) с какими модулями рассматриваемый модуль может быть связан и какой модуль-связь при этом генерируется.

3) описывается структура портов модуля, где определяется их тип и наименование.

4) описывается структура внутреннего порта, если он есть.

2.2. Модули-связи ВАЛ, ШТОК и СВЯЗЬ_МЕХ

Модуль-связь ВАЛ предназначен для связи расчетных модулей между собой и расчета динамического вращательного взаимодействия между модулями. Модуль-связь ВАЛ принимает от связываемых модулей через порты их угловые скорости, моменты инерции и используя законы сохранения энергии и массы, а для не связанных звеньев - закон сохранения импульса, рассчитывает их угловые скорости после взаимодействия. Затем модуль-связь ВАЛ через те же порты передает рассчитанные угловые скорости звеньев.

Модуль-связь ШТОК предназначен для связи расчетных модулей между собой и расчета динамического поступательного взаимодействия между модулями. Модуль-связь ШТОК принимает от связываемых модулей через порты их линейные скорости, массы и используя законы сохранения энергии и массы, а для не связанных звеньев - закон сохранения импульса, рассчитывает их линейные скорости после взаимодействия. Затем модуль-связь ШТОК через те же порты передает рассчитанные линейные скорости.

Модули-связи ВАЛ и ШТОК автоматически генерируются при связывании "механического" модуля с соответствующим ему другим "механическим" модулем за исключением лишь модуля ПОРШЕНЬ.

Модули-связи ВАЛ и ШТОК имеют по два порта, обозначенные как 1_ВАЛ, 2_ВАЛ и 1_ШТОК и 2_ШТОК соответственно, и имеющие тип порта ВАЛ_ШТОК, служащие для хранения передаваемых данных.

Параметры портов устанавливаются автоматически при сборке расчетной схемы двигателя. Ориентация моделей-связей относительно связываемых модулей осуществляется автоматически.

Внутренний порт у модулей-связей ВАЛ и ШТОК отсутствует.

Модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ предназначен для передачи параметров между портами модулей, связанных с модулем ПОРШЕНЬ.

Модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ автоматически генерируется при связывании модуля ПОРШЕНЬ с модулями ЦИЛИНДР, КАМЕРА ("Кривошипная камера") и КШМ.

Модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ имеет два порта, обозначенные как 1_ШТОК_ВАЛ и 2_ШТОК_ВАЛ, и имеющие тип порта ВАЛ_ШТОК, служащие для хранения передаваемых данных. Параметры порта устанавливаются автоматически при сборке расчетной схемы двигателя. Ориентация моделей-связей относительно связываемых модулей осуществляется автоматически.

Внутренний порт у модуля-связи СВЯЗЬ_МЕХ отсутствует.

Ниже приводятся описания модулей расчета механических потерь.

2.3. Модуль-элемент КШМ

Модуль КШМ (кривошипно-шатунный механизм) предназначен для имитации движения звеньев КШМ с учетом его массовых и инерционных характеристик любой кинематической схемы: рядные, V-образные, W-образные, X-образные и т.д. Модуль определяет перемещение, скорость и ускорение поршня, угол ПКВ и угловые скорости и ускорения коленчатого вала и шатуна в зависимости от текущей мгновенной частоты вращения вала и мгновенной силы, передаваемой от поршня кривошипно-шатунному механизму двигателя. Модуль также моделирует процессы трения в подшипниках шатунных и коренных шеек коленчатого вала, поршневого пальца и прицепного шатуна, в уплотнительных устройствах вала и рассчитывает мощность мгновенных механических потерь в этих элементах.

Модуль КШМ может быть связан с модулями типа ПОРШЕНЬ, ПОТРЕБИТЕЛЬ, СТАРТЕР, ПЕРЕДАЧА, ГРМ, ВЕТВИТЕЛЬ или с одним или несколькими модулями, имитирующими навесные агрегаты двигателя (ВЕНТИЛЯТОР, ПОМПА (водяной насос), МАСЛОНАСОС), а также с другим модулем КШМ. При связывании модуля КШМ с вышеперечисленными модулями, кроме модуля ПОРШЕНЬ, автоматиче-

ски генерируется модуль-связь ВАЛ. При связывании с модулем ПОРШЕНЬ генерируется модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ.

Модуль КШМ имеет 13 портов, посредством которых происходит взаимодействие с другими модулями: первые 12 портов, обозначенных как 1_ВАЛ...12_ВАЛ, имеют тип порта ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и служат для коммутации с другими модулями через модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ или ВАЛ; тринадцатый порт - внутренний - служит для хранения параметров КШМ и кинематических пар и обозначен как ВНУТР (или "\$"). Порты типа ВАЛ могут быть соединены с модулями из вышеперечисленных и параметры их устанавливаются автоматически при сборке расчетной кинематической схемы двигателя. Если какой-либо порт окажется не подсоединенным (кроме порта ВНУТР), то считается, что такой порт отсутствует. Ориентировка портов по отношению к соседним элементам определяется на экране сборки. Важно отметить, что модуль КШМ должен быть обязательно связан с модулем ПОРШЕНЬ.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Количество_опор_вала* - общее количество опор (коренных шеек) коленчатого вала (2 - 5);

Количество_колен_вала* - общее количество колен (шатунных шеек) коленчатого вала (1 - 4);

Максимальное количество опор рассчитано на полноопорный четырехколенный коленчатый вал, но его можно увеличивать до необходимого количества, также как и количество колен вала. Модуль может также рассчитывать кинематику и динамику и не полноопорного коленчатого вала.

Примеры расположения опор и колен валов приведены на рис. 2.1.

Вид_соед_шатунов_с_кр/шип* - вид соединения шатунов с кривошипом: 1 - индивидуальные шатуны, 2 - главный шатун с прицепными шатунами;

Каждый КШМ характеризуется следующими параметрами:

Номер_цилиндра_на_КШМ* - номер цилиндра, от которого действует газовая сила и передает усилие на КШМ (1 - 8);

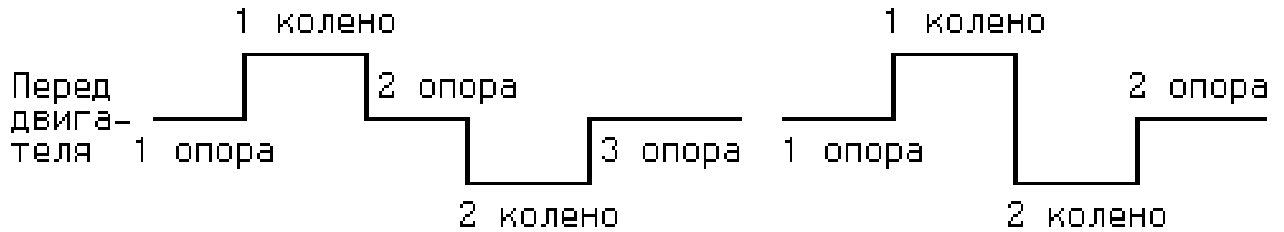


Рис. 2.1

Номер_колена_вала* - номер колена вала, который принимает крутящий момент от КШМ (1 - 4);

Тип_шатуна_КШМ** - тип шатуна (параметр работает только при **Вид_соед_шатунов_с_кр/шип** = 2): 1 - главный шатун, 2 - прицепной шатун;

Примечание. КШМ может иметь только один главный шатун и несколько прицепных шатунов.

Характеристики_КШМ [5] - массив параметров, которыми может характеризоваться каждый КШМ.

Примечание. Здесь и далее за наименованием параметра в квадратных скобках может следовать цифра, обозначающая массив, значение которой указывает количество ячеек массива.

Массив включает параметры:

[0] **Масса_поршня*** - масса поршневого комплекта КШМ, кг, (0,005 - 100);

Примечание. Здесь и далее число в квадратных скобках перед именем параметра обозначает номер элемента массива при распаковке параметров постпроцессором обработки результатов моделирования системы <<АЛБЕЯ>>.

[1] **Масса_шатуна*** - масса шатуна КШМ, кг, (0,005 - 100);

[2] **Угол_наклона_оси_цил*** - угол наклона оси цилиндра относительно оси первого цилиндра, град., (0 - 360). Этот угол откладывается от первого цилиндра по направлению вращения коленчатого вала.

Примечание. Для первого цилиндра задается равным нулю.

[3] **Расст_между_опорами*** - расстояние между опорами колена вала, м, (0,005 - 2);

[4] **Расст_от_силы_до_перед*** - расстояние от точки приложения силы на колено до первой (передней) опоры колена вала, м, (0 - 2), см. рис. 2.2.;

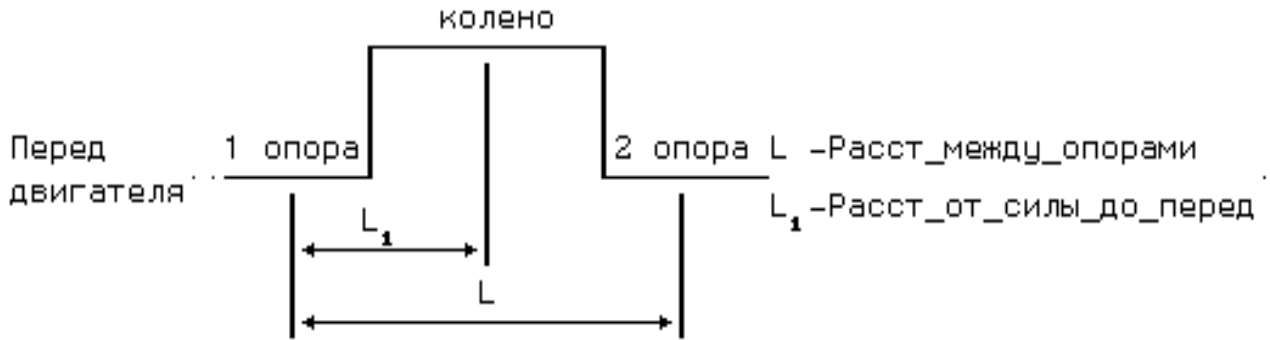


Рис. 2.2

Параметры_ППП [27] - массив параметров подшипника поршневого пальца, который включает следующие параметры:

[0] **Вид_подшипника**^{*} - параметр определяет вид подшипника: -1 - потери в подшипнике не рассчитывать, 1 - подшипник скольжения, 2 - подшипник качения;

[1] **Тип_подшипника**^{**} - параметр определяет тип подшипника (только для подшипников качения): 1 - радиальный шариковый однорядный, 2 - радиальный шариковый двухрядный сферический, 3 - радиально-упорный шариковый однорядный, 4 - радиально-упорный шариковый двухрядный, 5 - радиальный роликовый с цилиндрическими роликами, 6 - радиальный роликовый сферический, 7 - радиально-упорный роликовый конический, 8 - упорный шариковый, 9 - упорный роликовый с цилиндрическими роликами, 10- упорно-радиальный роликовый сферический;

[2] **Вид_вращения_обойм**^{**} - параметр определяет способ вращения обойм подшипника (только для подшипников качения): 1 - вращение внутренней обоймы (кольца), 2 - вращение наружного кольца подшипника;

[3] **Серия_подшипника**^{**} - параметр определяет, к какой серии относится подшипник (только для подшипников качения): 1 - более легкая серия подшипника, 2 - более тяжелая серия подшипника;

[4] **Режим_смазки**^{**} - параметр определяет режим смазки подшипника качения: 1 - масляный туман, 2 - масляная ванна или пластичный смазочный материал, 3 - струйная подача масла;

[5] **Кинем_вязк_масла**^{*} - параметр определяет кинематическую вязкость смазки, мм²/с, (0,01 - 20000);

[6] *Динам_вязк_масла*^{*} - параметр определяет динамическую вязкость смазки, Па·с, (0,0005 - 140);

[7] *Наруж_диам_подш*^{*} - наружный диаметр подшипника качения или диаметр вкладыша подшипника скольжения, м, (0,005 - 0,8);

[8] *Внутр_диам_подш*^{*} - внутренний диаметр подшипника качения или диаметр вала подшипника скольжения, м, (0,002 - 0,5);

[9] *Длина_подш*^{**} - длина подшипника скольжения, м, (0,01 - 0,6);

[10] *Стат_грузопод*^{**} - определяет статическую грузоподъемность подшипника качения, Н, (30 - $11 \cdot 10^6$);

[11] *Угол_контакта*^{**} - параметр определяет угол контакта тел качения в подшипнике качения, град., (0 - 60);

[12] *Коэф_рад_нагрузки*^{**} - параметр определяет коэффициент радиальной нагрузки в подшипнике качения (0 - 1);

[13] *Коэф_ось_нагрузки*^{**} - параметр определяет коэффициент осевой нагрузки в подшипнике качения (0 - 1);

[14] *Модуль_упр_вклад*^{**} - параметр определяет модуль упругости материала вкладыша подшипника скольжения, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

[15] *Коэф_Пуасс_вклад*^{**} - параметр определяет коэффициент Пуассона материала вкладыша подшипника скольжения (0,1 - 0,5);

[16] *НВ_вклад*^{**} - твердость материала вкладыша подшипника скольжения, Па, (10^8 - 10^{10});

[17] *Высот_микронер_вклад*^{**} - высота микронеровностей поверхности вкладыша подшипника скольжения, мкм, (0,15 - 37,5).

[18] *Модуль_упр_вклад*^{**}, [19] *Коэф_Пуасс_вклад*^{**}, [20] *НВ_вклад*^{**}, [21] *Высот_микронер_вклад*^{**} - аналогичные параметры для материала вала подшипника скольжения.

[22] *Коэф_гистер_потерь*^{**} - коэффициент гистерезисных потерь пары трения в подшипнике скольжения (0,005 - 0,1);

[23] *Сдвиг_сопрот*^{**} - параметр определяет сдвиговое сопротивление (фрикционный параметр) пары трения подшипника скольжения, кг/м², (10^4 - $3 \cdot 10^7$);

[24] *Пьезо_фрикц_связи*^{**} - параметр определяет пьезокоэффициент фрикционной связи пары трения подшипника скольжения, мм²/Н, (0,01 - 0,3);

[25] *Характер_шероховат*** - параметр определяет характеристику шероховатости пары трения подшипника скольжения ($1,35 \cdot 10^{-5}$ - 2,5);

[26] *Потери_на_трение* - мгновенные потери мощности на трение в подшипнике, Вт.

Подшипник_ШП_индив_шат - массив параметров подшипника кривошипной головки индивидуального шатуна, структура которого имеет тот же вид, что и массив параметров подшипника поршневого пальца.

Подшипник_ШП_прицеп_шат - массив параметров подшипника кривошипной головки прицепного шатуна, структура которого имеет тот же вид, что и массив параметров подшипника поршневого пальца.

Динамика_КШМ [11] - массив динамических характеристик КШМ, который включает следующие параметры:

[0] *Сила_инерц_ВПД_масс_КШМ* - сила инерции масс, совершающих возвратно-поступательные движения, Н;

[1] *Мом_инерц_вращ_масс_КШМ* - момент инерции вращающихся частей КШМ, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

[2] *ЦСИ_вращ_масс_шатуна_КШМ* - центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна на кривошипе, Н;

[3] *Сила_на_ось_ПП_КШМ* - сила, действующая на ось поршневого пальца КШМ, Н;

[4] *Сила_на_стенку_цил_КШМ* - сила, действующая на стенку цилиндра со стороны поршня, Н;

[5] *Сила_вдоль_шатуна_КШМ* - сила, действующая вдоль шатуна, Н;

[6] *Сила_по_рад_кривош_КШМ* - сила, действующая по радиусу кривошипа, Н;

[7] *Тангенциальная_сила_КШМ* - тангенциальная сила давления газов, Н;

[8] *Сила_по_рад_к/ш_ШШ_КШМ* - сила, действующая по радиусу кривошипа на шатунную шейку, Н;

[9] *Сила_на_шатун_шейку_КШМ* - сила, действующая на шатунную шейку КШМ, Н;

[10] *Крут_момент_цилинд_КШМ* - крутящий момент цилиндра, Н·м.

Кинематика_КШМ - массив кинематических характеристик КШМ, который включает следующие параметры:

[0] **Положение_поршня_КШМ** - текущее положение поршня от ВМТ, м;

[1] **Скорость_поршня_КШМ** - текущая скорость поршня, м/с;

[2] **Ускорение_поршня_КШМ** - текущее ускорение поршня, м/с²;

[3] **Угол_м/у_цил_и_шат** - угол между осью цилиндра и шатуна, град.;

[4] **Обороты_шатуна_КШМ** - мгновенная частота вращения шатуна относительно поршневого пальца, 1/мин.

Номер_колена_вала* - параметр определяет номер рассматриваемого колена вала (1 - 4);

Харак_колена_вала [7] - массив характеристик колена вала, который включает следующие параметры:

[0] **Масса_колена_вала*** - параметр определяет массу рассматриваемого колена коленчатого вала, кг, (0,005 - 100);

[1] **Масса_лев_противовес*** - масса левого (переднего) противовеса рассматриваемого колена вала, кг, (0 - 100);

[2] **Расст_до_ЦТ_лев/прот*** - расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести левого (переднего) противовеса, м, (0,001 - 1);

[3] **Масса_прав_противовес*** - масса правого (заднего) противовеса рассматриваемого колена вала, кг, (0 - 100);

[4] **Расст_до_ЦТ_прав/прот*** - расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести правого (заднего) противовеса, м, (0,001- 1);

[5] **Номер_1_опорн_подш_КВ*** - номер первого (переднего) опорного подшипника рассматриваемого колена вала (1 - 4);

[6] **Номер_2_опорн_подш_КВ*** - номер второго (заднего) опорного подшипника рассматриваемого колена вала (2 - 5).

Массовая характеристика маховика определяется параметром:

Момент_инерц_маховика* - момент инерции маховика и неучтенной массы коленчатого вала, кг·м², (0 - 1000).

Параметры_КП - массив параметров коренных подшипников имеет ту же структуру, что и массив параметров подшипника поршневого пальца.

Параметры_перед_уплот [16] - массив параметров переднего уплотнения коленчатого вала, который включает следующие параметры:

[0] **Тип_уплотнения**^{*} - параметр определяет тип уплотнения: -1 - уплотнение отсутствует или не рассчитывать потери в данном уплотнении, 1 - уплотнение манжетой, 2 - уплотнение сальником, 3 - уплотнение упругим резиновым кольцом;

[1] **Вид_трения**^{**} - параметр определяет вид трения (только для уплотнения упругими кольцами): -1 - трение по внутреннему диаметру кольца, 1 - трение по наружному диаметру кольца;

[2] **Тип_сечения_кольца**^{**} - тип сечения кольца (только для уплотнения упругими кольцами): -1 - круглое, 1 - прямоугольное;

[3] **Диаметр_вала**^{**} - диаметр вала (для манжетного и сальникового уплотнения) или канавки штока (для уплотнения упругими кольцами), м, (0,008 - 0,25);

[4] **Внутр_диаметр**^{**} - внутренний диаметр пружины в свободном состоянии (для уплотнения манжетой, м, (0,001 - 0,5)) или внутренний диаметр набивки (для уплотнения сальником, м, (0,005 - 0,25)) или внутренний диаметр кольца в свободном состоянии (для уплотнения упругими кольцами, м, (0,005 - 0,2));

[5] **Наруж_диаметр**^{*} - диаметр цилиндра или канавки в цилиндре (для уплотнения упругими кольцами, м, (0,009 - 0,3)) или наружный диаметр набивки (для уплотнения сальником, м, (0,015 - 0,3)) или внутренний диаметр манжеты в свободном состоянии (для уплотнения манжетой, м, (0,005 - 0,25));

[6] **Давл_запир_жидкости**^{**} - давление запираемой жидкости для уплотнения сальником), Па, (0 - 500000);

[7] **Сила_затяжки**^{**} - сила затяжки или подпружинивания набивки (только для уплотнения сальником), Н, (0 - 200);

[8] **Диам_проволоки**^{**} - диаметр проволоки манжетной пружины (только для уплотнения манжетой, м, (0,0001 - 0,02);

[9] **Коеф_трения**^{**} - коэффициент трения при скорости, близкой к нулю (0,07 - 1,5);

[10] **Толщина**^{**} - осевая ширина набивки (для уплотнения сальником, м, (0,002 - 0,02)) или радиальная толщина ножки манжеты (для уплотнения манжетой, м, (0,0005 - 0,005));

[11] **Ширина**^{**} - ширина уплотнительного кольца (для уплотнения упругими кольцами, м, (0,001 - 0,05)) или плечо рабочей кромки манжеты (для уплотнения манжетой, м, (0,001 - 0,015));

[12] *Рад_толщина*** - радиальная толщина уплотнительного кольца (для уплотнения упругими кольцами, м, (0,001 - 0,06)) или толщина ножки манжеты (для уплотнения манжетой, м, (0,0005 - 0,005));

[13] *Мод_упр_манжеты*** - модуль упругости материала кольца (для уплотнения упругими кольцами) или манжеты (для уплотнения манжетой), Па, ($3 \cdot 10^6$ - $2 \cdot 10^7$);

[14] *Мод_упр_пружины*** - модуль упругости материала пружины манжеты (только для уплотнения манжетой), Па, ($5 \cdot 10^{10}$ - $5 \cdot 10^{11}$);

[15] *Потери_в_уплот* - мгновенные потери мощности на трение в уплотнении, Вт.

Параметры_задн_уплот [16] - массив параметров заднего уплотнения коленчатого вала, который имеет ту же структуру, что и массив параметров переднего уплотнения.

Следующие несколько параметров характеризуют КШМ в целом:

Сила_на_корен_шейки [5] - массив сил на коренные шейки коленчатого вала, Н;

Обороты_К/В - текущая мгновенная частота вращения коленчатого вала, 1/мин;

Миним_обороты_за_цикл - минимальная частота вращения коленчатого вала, случившаяся во время цикла, 1/мин;

Максим_обороты_за_цикл - максимальная частота вращения коленчатого вала, случившаяся во время цикла, 1/мин;

Неравномерность_хода - неравномерность хода двигателя за цикл, 1/мин;

Сум_крутящий_момент - суммарный крутящий момент со всех цилиндров, Н·м;

Сум_момент_инерции_К/В - суммарный момент инерции КШМ, кг·м²;

Потери_на_трение_в_КШМ - суммарные мгновенные потери мощности на трение во всем КШМ, Вт;

Работа_потерь_в_КШМ - суммарная работа потерь на трение в КШМ, Дж;

Потери_в_КШМ_за_цикл - средняя мощность потерь на трение в КШМ за цикл, Вт.

Краткий алгоритм расчета кинематики и динамики всего КШМ:

1) вначале расчет проводится для каждого колена вала в отдельности по известным /30/ формулам расчета кинематики и динамики ряд-

ного КШМ. Далее определяются все цилиндры, которые подцеплены к данному колену вала, рассчитываются все силы от каждого цилиндра и приводятся к данному колену. Для приведения сил используется вращающаяся система координат, у которой центр - ось кривошипной шейки, причем ось Y направлена от оси этой шейки в сторону оси коленчатого вала, а ось X - в сторону положительного направления тангенциальной силы на шатунную шейку;

2) силы от разных колен вала приводятся к первому цилиндру. Здесь уже используется неподвижная система координат, у которой центр - ось коленчатого вала, ось Y направлена от оси вала вдоль оси рассчитываемого цилиндра, а ось X - от оси коленвала повернута относительно оси Y на 90 градусов в сторону вращения вала двигателя;

3) проводится суммирование всех сил от всех колен вала по опорам (коренным подшипникам) и рассчитывается суммарный крутящий момент всего КШМ;

4) проводится расчет потерь мгновенной мощности в подшипниках по известным нагрузкам и потерь на трение в уплотнительных устройствах по известной мгновенной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

2.4. Модуль-элемент ПОРШЕНЬ

Модуль ПОРШЕНЬ предназначен для моделирования процессов трения в ЦПГ ДВС (трение поршневых колец и юбки поршня о стенку гильзы цилиндра) и имитирует движение поршня. Модуль также служит для определения перепада давлений газа в рабочей камере и в подпоршневой полости двигателя (в кривошипной камере) и расчета усилий на поршень от этого перепада, передаваемых КШМ.

При сборке кинематической расчетной схемы двигателя модуль ПОРШЕНЬ обязательно должен быть связан с модулями ЦИЛИНДР и КШМ, но может быть дополнительно связан с модулем КАМЕРА ("Кривошипная камера"). При наличии связи с модулем КАМЕРА модуль ПОРШЕНЬ рассчитывает перепад давлений между модулями ЦИЛИНДР и КАМЕРА; при отсутствии такой связи перепад давлений рассчитывается между модулем ЦИЛИНДР и атмосферным давлением. При связывании модуля ПОРШЕНЬ с вышеперечисленными модулями автоматически генерируется модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ.

Модуль ПОРШЕНЬ имеет 4 порта: первые три порта, обозначенные как 1_ШТОК, ... 3_ШТОК, имеют тип ВАЛ_ШТОК, структура которого приведена выше, и служат для коммутации с другими модулями; четвертый порт, обозначенный как ВНУТР (или "\$"), служит для хранения параметров пар трения ЦПГ. Порты типа ВАЛ могут быть соединены с модулями из вышеперечисленных и устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя. Если какой-либо порт окажется не подсоединенным с модулем КАМЕРА, то считается, что такой порт отсутствует. Ориентировка портов по отношению к соседним элементам определяется на экране сборки.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и включает параметры, которые имеют следующие значения:

Кол_поршневых_колец^{*} - общее количество поршневых колец ЦПГ (до шести колец);

Кол_компресс_колец^{*} - количество компрессионных колец (1-6);

Диаметр_цилиндра^{*} - диаметр гильзы цилиндра, м, (0,01 - 1,5);

Диаметр_поршня^{*} - диаметр юбки поршня, м, (0,01 - 1,5);

Высота_юбки_поршня^{*} - высота юбки поршня, м, (0,01 - 1,5);

Геометрия_ПК [7] - массив геометрических характеристик поршневого кольца, который включает следующие параметры:

[0] *Высота_порш_перем*^{*} - высота поршневой перемычки между канавками под поршневые кольца, м, (0,0001 - 0,1);

[1] *Рад_зазор_м/у_кол_и_поршнем*^{*} - радиальный зазор между поршневым кольцом и поршнем, м, (0,00001 - 0,01);

[2] *Высота_порш_канавки*^{*} - высота канавки поршня под поршневое кольцо, м, (0,0001 - 0,1);

[3] *Высота_кольца*^{*} - высота поршневого кольца, м, (0,0005 - 0,01);

[4] *Рад_толщина_кольца*^{*} - радиальная толщина поршневого кольца, м, (0,0002 - 0,03);

[5] *Радиус_скругл_кромки*^{*} - радиус скругления кромки поршневого кольца, мкм, (1 - 5000);

[6] *Зазор_в_замке*^{*} - зазор в замке поршневого кольца в свободном состоянии, м, (0,0005 - 0,5).

Свойства_материала_ПК [4] - массив параметров, характеризующих свойства материала поршневых колец, который включает следующие параметры:

- [0] **Модуль_упругости*** - модуль упругости, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);
- [1] **Коэф_Пуассона*** - коэффициент Пуассона (0,1 - 0,5);
- [2] **Твердость_матер*** - твердость материала, Па, (10^8 - 10^{10});
- [3] **Высота_микронеровн*** - высота микронеровностей поверхности, мкм, (0,15 - 37,5).

Свойства_матер_цилиндра [4] - массив параметров, характеризующих свойства материала цилиндра. Структура массива имеет тот же вид, что и массив **Свойства_материала_ПК**.

Свойства_матер_поршня [4]- массив параметров, характеризующих свойства материала поршня. Структура массива имеет тот же вид, что и массив **Свойства_материала_ПК**.

Св_пары_трения_ПК [9] - массив параметров, характеризующих свойства пары трения "поршневое кольцо - гильза цилиндра", который включает следующие параметры:

- [0] **Коэф_гистер_потерь*** - коэффициент гистерезисных потерь (0,005 - 0,1);
- [1] **Сдвиг_сопрот*** - параметр определяет сдвиговое сопротивление (фрикционный параметр), кг/м², (10^4 - $3 \cdot 10^7$);
- [2] **Пьезо_фрикц_связи*** - параметр определяет пьезокоэффициент фрикционной связи, мм²/Н, (0,01 - 0,3);
- [3] **Характер_шероховат*** - параметр определяет характеристику шероховатости ($1,35 \cdot 10^{-5}$ - 2,5);
- [4] **Коэф_волнистости*** - коэффициент волнистости поверхности (1,2 - 2,4);
- [5] **Коэф_учета_высоты_волны*** - коэффициент учета высоты волны поверхности (0,85 - 3,3);
- [6] **Радиус_волны_микронервн*** - радиус волны микронеровности, м, (0,003 - 0,1);
- [7] **Парам_степ_аппрокс*** - параметр степенной аппроксимации кривой опорной поверхности (1,1 - 3);
- [8] **Коэф_формы*** - коэффициент формы пары трения (0,6 - 4,5).

Св_пары_трения_поршня [9] - массив параметров, характеризующих свойства пары трения "юбка поршня - гильза цилиндра".

Структура массива имеет тот же вид, что и массив *Св_пары_трения_ПК*.

Свойства_смазки_колец [2] - массив параметров, характеризующих свойства смазки поршневых колец, который включает следующие параметры:

[0] *Динам_вязкость*^{*} - мгновенная динамическая вязкость смазки, Па·с, (0,0005 - 140);

[1] *Пьезокоэф_вязкости*^{*} - пьезокоэффициент вязкости смазки, мм²/Н, (0,001 - 0,5).

Свойства_смазки_поршня [2] - массив параметров, характеризующих свойства смазки юбки поршня. Структура массива имеет тот же вид, что и массив *Свойства_смазки_колец*. Перетекание газа в заколочных объемах через неплотности поршневых колец определяется следующими параметрами:

Коэф_расхода_через_кольца^{*} - коэффициент расхода газа через неплотности поршневых колец (0,1 - 1);

Уд_газ_постоянная_газа^{*} - удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К), (200 - 400);

Коэф_адиабаты_газа^{*} - коэффициент адиабаты газа (0,5 - 2,5).

Расчетными параметрами являются:

Заколочные_давления [б] - массив заколочных давлений, Па;

Заколочные_температуры [б] - массив температур газов в заколочных объемах, К;

Площадь_закол_зазоров [б] - массив площадей зазоров между кольцами и поршнем, м²;

Заколочные_объемы [б] - массив заколочных объемов, м³;

Мех_потери_в_кольцах [б] - массив мгновенных механических потерь мощности при трении поршневых колец о цилиндр, Вт;

Мех_потери_в_поршне - мгновенные механические потери мощности при трении юбки поршня о цилиндр, Вт;

Мех_потери_в_ЦПГ - мгновенные механические потери мощности во всей ЦПГ, Вт;

Работа_мех_потерь_в_ЦПГ - работа механических потерь на трение во всей ЦПГ, Дж;

Мех_потери_в_ЦПГ_за_цикл - средние механические потери мощности во всей ЦПГ за цикл, Вт.

2.5. Модуль-элемент ПОТРЕБИТЕЛЬ

Модуль ПОТРЕБИТЕЛЬ предназначен для имитации работы тормозного стенда или какого-либо устройства отбора мощности от двигателя. Модуль позволяет рассчитывать динамику торможения двигателя при принятии нагрузки с учетом массовых и инерционных характеристик как самого двигателя, так и устройства отбора мощности.

Модуль ПОТРЕБИТЕЛЬ может быть связан с модулями типа КШМ и ПЕРЕДАЧА. При связывании с модулями автоматически генерируется модель-связь типа ВАЛ_ШТОК.

Модуль ПОТРЕБИТЕЛЬ имеет два порта - "коммутирующий", обозначенный как 1_ВАЛ, и "внутренний", служащий для хранения параметров устройства отбора мощности и обозначенный как ВНУТР или "\$". Порт 1_ВАЛ имеет тип ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и может быть соединен с модулями из вышеперечисленных; его параметры устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Ключ_включения_потр* - признак включения устройства отбора мощности, который принимает следующие значения: 1 - потребитель включен, -1 - потребитель выключен;

Способ_расчета_потр* - способ расчета характеристик потребителя по известному моменту или мощности: 1 - по заданному моменту, 2 - по заданной мощности;

Кол_во_точек_массива* - количество точек массива заданных моментов или мощностей (1 - 10);

Массив_оборотов* [10] - массив оборотов соответствующих заданных моментов или мощностей, 1/мин;

Массив_моментов_потр* [10] - массив заданных моментов, соответствующих массиву оборотов при установлении величины **Способ_расчета_потр** = 1, Н·м; при установлении значения **Способ_расчета_потр** = 2 - задается массив отбираемых мощностей, Вт;

Момент_инерции_потр* - момент инерции потребителя (массовая характеристика), кг·м²;

Обороты_потребителя - частота вращения вала потребителя, 1/мин.

2.6. Модуль-элемент ПЕРЕДАЧА

Модуль ПЕРЕДАЧА предназначен для имитации работы цепной, клиноременной или зубчатоременной передач крутящего момента. Модуль позволяет моделировать динамику вращения звездочек или шкивов передачи с учетом массовых и инерционных характеристик и рассчитывает мгновенные потери мощности в этой передаче.

Модуль ПЕРЕДАЧА может быть связан с модулями типа КШМ, ПОТРЕБИТЕЛЬ, ГРМ, ВЕТВИТЕЛЬ, с модулями навесных агрегатов ДВС или с другим модулем ПЕРЕДАЧА. При связывании с этими модулями автоматически генерируется модуль-связь типа ВАЛ.

Модуль ПЕРЕДАЧА имеет пять портов типа ВАЛ_ШТОК, описанного выше, каждый из которых имитирует звездочку или шкив передачи (при необходимости их количество можно увеличивать), обозначенные как 1_ВАЛ, ...5_ВАЛ, и "внутренний" порт, служащий для хранения характеристик передачи и обозначенный как ВНУТР или "\$".

Порты 1_ВАЛ, ...5_ВАЛ могут быть соединены с модулями из вышеперечисленных и устанавливаются автоматически при сборке расчетной кинематической схемы двигателя. Если какой-либо порт окажется не подсоединенным (кроме порта ВНУТР), то считается, что такой порт отсутствует. Ориентировка портов по отношению к соседним элементам определяется на экране сборки. Порты в кинематической схеме передачи располагаются в порядке возрастания вдоль контура ремня или цепи против его движения.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и содержит следующие параметры:

Тип_передачи* - параметр определяет тип передачи: 1 - цепная передача, 2 - передача клиновым ремнем, 3 - передача зубчатым ремнем;

Кол_шкивов_(звездочек)* - количество звездочек в цепной передаче или количество шкивов в ременных передачах (2 - 5);

Кол_ремней_(рядов_цепи)* - количество ремней в ременных передачах или количество рядов цепи в цепной передаче (1 - 10);

Шаг_цепи_(шаг_зубьев)** - шаг цепи в цепной передаче или шаг зубьев ремня в зубчатоременной передаче, м, (0,002 - 0,14);

Масса_погонного_метра* - масса погонного метра цепи в цепной передаче или ремня в клиноременной передаче, кг/м, (0,1 - 300);

Ср_ширина_ремня(втулки)* - средняя ширина ремня в ременных передачах или втулки цепи в цепной передаче, м, (0,002 - 0,5);

Толщина_ремня** - толщина ремня в ременных передачах, м, (0,001 - 0,03);

Высота_зуба_ремня** - высота зуба ремня в зубчатоременной передаче, м, (0,0005 - 0,01);

Рас_от_верш_до_ЦТ_сеч** - расстояние от вершины до центра тяжести сечения ремня в клиноременной передаче, м, (0,002 - 0,02);

Рас_от_верш_до_нейтрал** - расстояние от вершины до нейтрали сечения ремня в клиноременной передаче, м, (0,002 - 0,01);

Модуль_ремня** - модуль зубчатого ремня в зубчатоременной передаче, мм, (1 - 10);

Угол_трения** - угол трения втулки цепи о звездочку в цепной передаче, град., (2 - 10);

Диаметр_втулки_цепи** - диаметр втулки цепи в цепной передаче, м, (0,002 - 0,1);

Нач_натяжение_ремня** - начальное натяжение ремня в клиноременной передаче, Н, (1 - 1000);

Угол_канавки_шківов** - угол канавки шкивов в клиноременной передаче, град., (20 - 40);

Коэф_трения_ремня** - коэффициент трения ремня о шкивы в ременных передачах (0,2 - 0,62);

Модуль_упругости_матер** - модуль упругости материала втулки цепи в цепной передаче, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

Твердость_матер_втулки** - твердость материала втулки цепи в цепной передаче, Па, (10^8 - 10^{10});

Высота_микронеровностей** - высота микронеровностей поверхности втулки цепи в цепной передаче, мкм, (0,15 - 37,5);

Мод_упруг_на_растяжение** - модуль упругости на растяжение материала ремня в клиноременной передаче, Па, ($5 \cdot 10^7$ - $5 \cdot 10^8$);

Мод_упруг_на_сжатие** - модуль упругости на сжатие материала ремня в клиноременной передаче, Па, (10^7 - $3 \cdot 10^7$);

Мод_упруг_на_изгиб** - модуль упругости на изгиб материала ремня в клиноременной передаче, Па, ($9 \cdot 10^6$ - $4 \cdot 10^7$);

Податливость_зуба_ремня** - податливость зуба ремня в зубчатоременной передаче, м/Н, ($15 \cdot 10^{-6}$ - $22 \cdot 10^{-6}$);

Коэф_пол_упруг_на_раст** - коэффициент полезной упругости при растяжении материала ремня в ременных передачах (0,6-0,95);

Коэф_пол_упруг_на_сжат** - коэффициент полезной упругости на сжатие материала ремня в клиноременной передаче или коэффициент полезной упругости зуба ремня в зубчатоременной передаче (0,7 - 0,8);

Коэф_пол_упруг_на_изгиб** - коэффициент полезной упругости при изгибе материала ремня в ременных передачах (0,3 - 0,9);

Плотность_газа* - плотность среды, в которой работает передача, кг/м³, (0,5 - 6);

Кинем_вязкость_газа* - кинематическая вязкость среды, в которой работает передача, мм²/с, (0,01 - 500);

Динам_вязкость_смазки** - динамическая вязкость смазки цепи в цепной передаче, Па·с, (0,0005 - 140);

Потери_в_передаче - мгновенные потери мощности на трение в передаче, Вт;

Работа_потерь_в_передаче - работа потерь на трения в передаче, Дж;

Потери_в_перед_за_цикл - средние потери мощности на трение в передаче за цикл, Вт.

Каждая звездочка или шкив передачи характеризуется следующими параметрами:

Число_зубьев_звезд** - число зубьев шкива, находящихся в зацеплении с зубчатым ремнем в зубчатоременной передаче или число зубьев звездочки в цепной передаче (1 - 500);

Диаметр_шкива** - диаметр шкива в ременных передачах, м, (0,01 - 2);

Угол_обхвата_шкива* - угол обхвата ремнем шкива в ременных передачах или цепью звездочки в цепной передаче, град., (0 - 360);

Рад_кривизны_зуба_зв** - радиус кривизны зуба звездочки в цепной передаче, м, (0,001 - 0,1);

Угол_наклона_ветви** - угол наклона ветви контура к горизонту в цепной передаче, град., (0 - 90);

Межос_расст_м/у_шкив* - межосевое расстояние между шкивами или звездочками, м, (0,001 - 5);

Коэф_ударности_звезд** - коэффициент ударности работы звездочки в цепной передаче (1 - 2);

Сила_на_подш_шкива - сила, действующая на подшипник шкива или звездочки, Н;

Угол_дейст_силы_шк^{*} - угол направления действия силы на подшипник шкива или звездочки, град., (0 - 360)¹;

Мод_упр_матер_звезд^{}** - модуль упругости материала звездочки в цепной передаче, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

Тверд_матер_звездочки^{}** - твердость материала звездочки в цепной передаче, Па, (10^8 - 10^{10});

Высота_микронер_звезд^{}** - высота микронеровностей поверхности звездочки в цепной передаче, мкм, (0,15 - 37,5);

Момент_инерции_звезд^{}** - момент инерции звездочки или шкива, кг·м², (0 - 100);

Крутящий_момент_на_зв - снимаемый крутящий момент со звездочки или шкива, Н·м;

Частота_вращения_шкив - частота вращения шкива или звездочки, 1/мин.

2.7. Модуль-элемент ЗУБ_ПЕРЕДАЧА

Модуль ЗУБ_ПЕРЕДАЧА предназначен для имитации работы зубчатой передачи (прямозубой или косозубой) крутящего момента. Модуль позволяет моделировать динамику вращения шестерни и колеса с учетом массовых и инерционных характеристик и рассчитывает мгновенные потери мощности в этой передаче.

Модуль ЗУБ_ПЕРЕДАЧА может быть связан с модулями типа КШМ, ПОТРЕБИТЕЛЬ, ГРМ, ВЕТВИТЕЛЬ, ПЕРЕДАЧА, с модулями навесных агрегатов ДВС или с другим модулем ЗУБ_ПЕРЕДАЧА. При связывании с этими модулями автоматически генерируется модуль-связь СВЯЗЬ_МЕХ.

Модуль ЗУБ_ПЕРЕДАЧА имеет два порта типа ВАЛ_ШТОК, описанного выше, каждый из которых имитирует шестерню или колесо передачи, обозначенные как 1_ВАЛ и 2_ВАЛ, и "внутренний" порт, служащий для хранения характеристик передачи и обозначенный как ВНУТР или "\$".

Порты 1_ВАЛ и 2_ВАЛ могут быть соединены с модулями из вышеперечисленных и устанавливаются автоматически при сборке рас-

¹ В описываемой версии не реализовано

четной кинематической схемы двигателя. Если какой-либо порт окажется не подсоединенным (кроме порта ВНУТР), то выдается сообщение об ошибке. Ориентировка портов по отношению к соседним элементам определяется на экране сборки.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и содержит следующие параметры:

Тип_передачи* - тип передачи: -1 - потери не рассчитывать, 1 - цилиндрическая передача, 2 - коническая передача¹, 3 - червячная передача²;

Тип_зацепления* - тип зацепления: 1 - наружное, -1 - внутреннее;

Межосевое_расстояние* - межосевое расстояние, м, (0,001 - 10);

Модуль_зацепления* - модуль зацепления, м, (0,0001 - 0,5);

Угол_зацепления* - профильный угол исходного контура, град., (1 - 60);

Коэф_высоты_зуба* - коэффициент высоты зуба по ГОСТ 5058-54 (0,5 - 1,5);

Угол_наклона_зуба* - угол наклона зуба по основному цилиндру, град., (0 - 70);

Динам_вязкость_смазки* - динамическая вязкость смазки, Па·с, (0,00005 - 1400);

Динам_вязкость_воздуха* - динамическая вязкость среды (воздуха), Па·с, (0,00005 - 1400).

Шестерня передачи характеризуется следующими параметрами:

Число_зубьев_шестерни* - число зубьев шестерни (5 - 300);

Ширина_шестерни* - ширина шестерни, м, (0,002 - 0,5);

Мод_упругости_шестерни* - модуль упругости материала шестерни, Па, $(0,01 \cdot 10^{11} - 70 \cdot 10^{11})$;

Твердость_шестерни* - твердость материала шестерни, Па, $(0,01 \cdot 10^9 - 10^{11})$;

Выс_микронер_шестерни* - высота микронеровностей поверхности шестерни, мкм, (0,0015 - 375);

Мом_инерции_шестерни* - момент инерции шестерни, кг·м², (0 - 1000);

¹ В описываемой версии не реализовано

² В описываемой версии не реализовано

Угол_нагр_на_шестерню - угол направления нагрузки на шестерню, град., (0 - 360)¹;

Сила_на_подш_шестерни - нагрузка на подшипник шестерни, Н;

Момент_на_шестерне - момент на шестерне, Н·м;

Обороты_шестерни^{*} - частота вращения шестерни, 1/мин, (0 - 50000).

Колесо передачи характеризуется теми же параметрами, что и шестерня.

Текущие_потери_на_трение - мощность потерь на трение текущая, Вт;

Работа_потерь_на_трение - суммарная работа потерь на трение, Дж;

Потери_на_трение_за_цикл - мощность потерь на трение за цикл, Вт.

2.8. Модуль-элемент ГРМ

Модуль ГРМ (газораспределительный механизм) предназначен для имитации движения звеньев ГРМ в зависимости от вращения распределительного вала (РВ) с учетом их массовых и инерционных характеристик любой кинематической схемы: с нижним или верхним расположением клапанов, одно- или двухклапанные, с коромыслом и без него и т.д. Модуль определяет перемещения, скорости и ускорения клапанов и элементов клапанных механизмов в зависимости от текущей мгновенной частоты вращения РВ и мгновенной газовой силы, передаваемой от клапана. Модуль также моделирует процессы трения в подшипниках РВ и коромысел, направляющих втулках клапанов, штанг и толкателей, при трении коромысла или толкателя о поверхность кулачка РВ и рассчитывает мощность мгновенных механических потерь в этих элементах.

Модуль ГРМ может быть связан с модулями типа ПЕРЕДАЧА и ВЕТВИТЕЛЬ. При связывании модуля ГРМ с вышеперечисленными модулями, автоматически генерируется модуль-связь ВАЛ.

Модуль ГРМ имеет 2 порта. Через первый порт, обозначенный как 1_ВАЛ и имеющий тип порта ВАЛ_ШТОК, происходит взаимодействие со связанным модулем. Второй порт - внутренний - служит для хра-

¹ В описываемой версии не реализовано

нения параметров ГРМ и кинематических пар и обозначен как ВНУТР (или "\$"). Порт типа ВАЛ_ШТОК может быть соединен с модулями из вышеперечисленных и параметры их устанавливаются автоматически при сборке расчетной кинематической схемы двигателя. Порт 1_ВАЛ должен быть обязательно связанным. Ориентировка портов по отношению к соседним элементам определяется на экране сборки.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Кол_во_кулачков_PВ* - общее количество кулачков газораспределения на распредвале (1 - 8);

Кол_во_опор_PВ* - количество опор распредвала (2 - 5);

Как впускной, так и выпускной кулачковые механизмы характеризуются следующими параметрами:

Уг_начала_подъема* - угол начала подъема толкателя в градусах ПКВ, град., (0 - 720);

Уг_конца_подъема* - угол конца подъема толкателя в градусах ПКВ, град., (0 - 720);

Уг_начала_опускания* - угол начала опускания толкателя в градусах ПКВ, град., (0 - 720);

Уг_конца_опускания* - угол конца опускания толкателя в градусах ПКВ, град., (0 - 720);

Парам_пары_'Кул-толк' [26] - массив параметров пары трения "кулачок - толкатель", который включает в себя следующие параметры:

[0] **Тип_пары_трения*** - ключ расчета пары трения: -1 - потери в паре трения не рассчитывать; 1 - пара трения "кулачок - плоский толкатель"; 2 - пара трения "кулачок - толкатель с роликом";

[1] **Рад_нач_окр_кул**** - радиус начальной окружности кулачка, м, (0,002 - 0,5);

[2] **Ширина_кулачка**** - ширина кулачка, м, (0,001 - 0,5);

[3] **Радиус_толкателя**** - радиус поверхности коромысла или ролика толкателя, м, (0,002 - 0,5);

[4] **Ширина_толкателя**** - ширина коромысла или ролика толкателя, м, (0,001 - 0,5);

[5] **Модуль_упруг_кул**** - модуль упругости материала кулачка, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

[6] **Коэф_Пуасс_кул**** - коэффициент Пуассона материала кулачка (0,1 - 0,5);

[7] *Твердость_кулачка*^{**} - твердость материала кулачка, Па, ($10^8 - 10^{10}$);

[8] *Высота_микронер_кул*^{**} - высота микронеровностей поверхности кулачка, мкм, (0,15 - 37,5);

[9] *Модуль_упруг_толк*^{**} - модуль упругости материала коромысла или ролика толкателя, Па, ($10^{10} - 7 \cdot 10^{11}$);

[10] *Коэф_Пуасс_толк*^{**} - коэффициент Пуассона материала коромысла или ролика толкателя, (0,1 - 0,5);

[11] *Твердость_толкателя*^{**} - твердость материала коромысла или ролика толкателя, Па, ($10^8 - 10^{10}$);

[12] *Высота_микронер_толк*^{**} - высота микронеровностей поверхности коромысла или ролика толкателя, мкм, (0,15 - 37,5);

[13] *Коэф_гистер_потерь*^{**} - коэффициент гистерезисных потерь пары трения (0,005 - 0,1);

[14] *Сдвиг_сопрот*^{**} - сдвиговое сопротивление пары трения (фрикционный параметр), кг/м², ($10^4 - 3 \cdot 10^7$);

[15] *Пьезокоэф_фр_связи*^{**} - коэффициент упрочнения молекулярной связи (фрикционный параметр), мм²/Н, (0,01 - 0,3);

[16] *Характер_шерох*^{**} - характеристика шероховатости поверхности ($1,35 \cdot 10^{-5} - 2,5$);

[17] *Коэф_волнистости*^{**} - коэффициент волнистости поверхности (1,2 - 2,4);

[18] *Коэф_высоты_волны*^{**} - коэффициент учета высоты волны (0,85 - 3,3);

[19] *Рад_волны_микронер*^{**} - радиус волны микронеровностей поверхности, м, (0,003 - 0,1);

[20] *Степ_аппроксим*^{**} - параметр степенной аппроксимации кривой опорной поверхности (1,1 - 3);

[21] *Коэф_формы*^{**} - коэффициент формы пары трения, (0,6 - 4,5);

[22] *Пьезокоэф_вязкость*^{**} - пьезокоэффициент вязкости смазки, мм²/Н, (0,001 - 0,5);

[23] *Кинем_вязкость_см*^{**} - мгновенная кинематическая вязкость смазки, мм²/с, (0,01 - 20000);

[24] *Динам_вязкость_см*^{**} - мгновенная динамическая вязкость смазки, Па·с, (0,0005 - 1400);

[25] *Мощность_потерь* - мгновенная мощность потерь на трение в данной паре трения, Вт.

Масса_тарел_или_рол^{*} - масса тарелки или ролика толкателя, кг, (0,001 - 1);

Парам_пары_Толк-вт [26] - массив параметров пары трения "толкатель - направляющая втулка", который включает в себя следующие параметры:

[0] *Тип_пары_трения*^{*} - ключ расчета пары трения: -1 - потери в паре трения не рассчитывать; 1 - потери в паре трения рассчитывать;

[1] *Длина_втулки*^{**} - длина направляющей втулки, м, (0,001 - 1);

[2] *Диаметр_втулки*^{**} - диаметр направляющей втулки, м, (0,001 - 1);

[3] *Диаметр_толкателя*^{**} - диаметр толкателя, м, (0,001 - 1);

[4] *Макс_раст_до_силы*^{**} - максимальное расстояние по оси от центра втулки до точки приложения перпендикулярной силы, действующей на толкатель, м, (0,001 - 1);

[5] *Модуль_упруг_втул*^{**} - модуль упругости материала направляющей втулки, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

[6] *Кэф_Пуасс_втул*^{**} - коэффициент Пуассона материала направляющей втулки, (0,1 - 0,5);

[7] *Твердость_втулки*^{**} - твердость материала направляющей втулки, Па, (10^8 - 10^{10});

[8] *Высота_микронер_втул*^{**} - высота микронеровностей поверхности направляющей втулки, мкм, (0,15 - 37,5);

[9] *Модуль_упруг_толк*^{**} - модуль упругости материала толкателя, Па, (10^{10} - $7 \cdot 10^{11}$);

[10] *Кэф_Пуасс_толк*^{**} - коэффициент Пуассона материала толкателя, (0,1 - 0,5);

[11] *Твердость_толкателя*^{**} - твердость материала толкателя, Па, (10^8 - 10^{10});

[12] *Высота_микронер_толк*^{**} - высота микронеровностей толкателя, мкм, (0,15 - 37,5);

[13] *Кэф_гистер_потерь*^{**} - коэффициент гистерезисных потерь пары трения (0,005 - 0,1);

[14] *Сдвиг_сопрот*^{**} - сдвиговое сопротивление пары трения (фрикционный параметр), кг/м², (10^4 - $3 \cdot 10^7$);

[15] *Пьезокоэф_фр_связи*^{**} - коэффициент упрочнения молекулярной связи (фрикционный параметр), мм²/Н, (0,01 - 0,3);

[16] *Характер_шерох*^{**} - характеристика шероховатости поверхности (1,35·10⁻⁵ - 2,5);

[17] *Коэф_волнистости*^{**} - коэффициент волнистости поверхности (1,2 - 2,4);

[18] *Коэф_высоты_волны*^{**} - коэффициент учета высоты волны (0,85 - 3,3);

[19] *Рад_волны_микронер*^{**} - радиус волны микронеровностей поверхности, м, (0,003 - 0,1);

[20] *Степ_аппроксим*^{**} - параметр степенной аппроксимации кривой опорной поверхности (1,1 - 3);

[21] *Коэф_формы*^{**} - коэффициент формы пары трения, (0,6 - 4,5);

[22] *Пьезокоэф_вязкость*^{**} - пьезокоэффициент вязкости смазки, мм²/Н, (0,001 - 0,5);

[23] *Кинем_вязкость_см*^{**} - мгновенная кинематическая вязкость смазки, мм²/с, (0,01 - 20000);

[24] *Динам_вязкость_см*^{**} - мгновенная динамическая вязкость смазки, Па·с, (0,0005-1400);

[25] *Мощность_потерь* - мгновенная мощность потерь на трение в данной паре трения, Вт.

Масса_толкателя^{*} - масса толкателя кулачкового механизма, кг, (0,001 - 1). При отсутствии толкателя задавать 0.

Масса_штанги^{*} - масса штанги кулачкового механизма, кг, (0,001 - 1). При отсутствии штанги задавать 0.

Мом_инерции_коромыс^{*} - момент инерции коромысла, кг·м, или масса траверсы, кг. При отсутствии последних задавать 0.

Клап_плечо_коромыс^{**} - клапанное плечо коромысла или рычага, м, (0,001 - 1). При отсутствии последнего можно не задавать.

Кулач_плечо_коромыс^{**} - кулачковое плечо коромысла или рычага, м, (0,001 - 1). При отсутствии последнего можно не задавать.

Парам_подш_кором [27]- массив параметров подшипника коромысла. Структура массива описана в подразделе 2.3.

Геом_наружн_пруж [7] - массив параметров наружной пружины клапанного механизма ГРМ. В этом массиве параметры имеют следующие значения:

[0] *Ср_диаметр_пруж** - средний диаметр пружины, м, (0,001 - 0,5);

[1] *Диам_сеч_витка** - диаметр сечения витка пружины, м, (0,0001 - 0,2);

[2] *Кол_во_витков** - количество рабочих витков пружины (1 - 30);

[3] *Мод_сдвиг_пруж** - модуль сдвига материала пружины, Па, ($5 \cdot 10^9$ - $5 \cdot 10^{12}$);

[4] *Длина_своб_пруж** - длина пружины в свободном состоянии, м, (0,001 - 1);

[5] *Длина_при_закр** - длина пружины при закрытом клапане, м, (0,001 - 1);

[6] *Масса_пружины** - масса пружины, кг, (0,001 - 100).

Геом_внутр_пруж [7] - массив параметров внутренней пружины клапанного механизма ГРМ. Массив имеет тот же вид, что и массив *Геом_наружн_пруж*.

Парам_пары_'Клап_вт' [26] - массив параметров пары трения "клапан - направляющая втулка". Структура массива имеет тот же вид, что и массив *Парам_пары_'Толк-вт'*.

*Наруж_диам_тарел_кл** - наружный диаметр тарелки клапана, м, (0,001 - 1);

*Внут_диам_тарел_кл** - внутренний диаметр тарелки клапана, м, (0,001 - 1);

*Масса_клапана** - масса клапана, кг, (0,001 - 2);

*Масса_крепл_клап** - масса неучтенных деталей крепления клапана (сухарики, наконечники и т.д.), кг, (0,001 - 2);

*Тепловой_зазор** - тепловой зазор клапана, м, (0,00001 - 0,1).

Кинематическая схема ГРМ задается следующими параметрами:

Параметры_кул_мех_ма [9] - массив параметров кулачкового механизма, которая имеет следующую структуру:

[0] *Номер_цилиндра** - номер цилиндра, регулировочным органом которого является данный кулачковый механизм (1 - 8);

[1] *Тип_кулачка** - параметр определяет тип кулачка и принимает следующие значения: 1 - кулачок впуска; -1 - кулачок выпуска;

[2] *Толкатель** - параметр определяет наличие толкателя в кулачковом механизме и принимает следующие значения: -1 - толкатель отсутствует; 1 - толкатель имеется;

[3] *Штанга** - параметр определяет наличие штанги в кулачковом механизме и принимает следующие значения: -1 - штанга отсутствует; 1 - штанга имеется;

[4] *Тип_элемент_на_клапан** - параметр определяет тип элемента, передающего на клапан усилие от кулачка, и принимает следующие значения: -1 - промежуточный элемент отсутствует; 1 - коромысло; 2 - рычаг; 3 - траверса;

[5] *Кол_во_клапанов** - количество клапанов, приводимых от данного кулачка (1 - 2);

[6] *Кол_во_пружин** - количество пружин на клапане (1 - 2);

[7] *Номер_перед_подш** - номер переднего (первого) опорного подшипника распредвала, на который действует сила от данного кулачка (1 - 5);

[8] *Номер_задн_подш** - номер заднего (второго) опорного подшипника распредвала, на который действует сила от данного кулачка (1 - 5);

*Расст_м/у_опор_кул** - расстояние между опорами, на которые передается усилие от данного кулачкового механизма, м, (0,001 - 2);

*Расст_до_перед_опор** - расстояние до передней опоры от данного кулачка, м, (0,001 - 2);

Подъем_толкат_кул - текущий подъем толкателя данного кулачкового механизма, м;

Скорость_толкат_кул - скорость толкателя данного кулачкового механизма, м/с;

Мощность_потерь_кул - мгновенная текущая мощность потерь на трение в данном кулачковом механизме, Вт.

Парам_опоры_РВ [27] - массив параметров опорных подшипников распределительного вала ГРМ. Структура массива описана в разделе 2.3.

*Момент_инерции_РВ** - момент инерции распределительного вала, кг·м², (0,0001 - 2);

Силы_на_опоры_РВ [5] - массив сил на опоры распредвала, Н;

Обороты_РВ - частота вращения распределительного вала, 1/мин;

Текущие_мех_потери - мгновенные текущие механические потери в ГРМ в целом, Вт;

Работа_мех_потерь - суммарная работа механических потерь в ГРМ, Дж;

Мех_потери_за_цикл - мощность механических потерь в ГРМ за цикл, Вт.

Краткий алгоритм расчета кинематики и динамики всего ГРМ:

1) расчет проводится для каждого кулачкового механизма в отдельности. Вначале определяются значения вращательных и поступательно-движущихся масс в зависимости от кинематической схемы ГРМ;

2) по заданному закону подъема толкателя определяются перемещения и скорости толкателей;

3) проводится расчет силы инерции, силы от перепада давлений на клапане, силы от сжатия пружин и определяются усилия на кулачковую пару трения, на подшипник коромысла и на опорные подшипники распределительного вала;

4) проводится расчет потерь мгновенной мощности в подшипниках по известным нагрузкам и потерь на трение в кулачковой паре трения по известной мгновенной частоте вращения распределительного вала двигателя.

2.9. Модули-элементы, имитирующие навесные агрегаты ДВС

Наряду с потерями на трение в кинематических парах ДВС происходят потери индикаторной мощности двигателя на привод навесных агрегатов, таких как вентилятор, водяной насос, масляный насос, генератор и т.д., которые также оказывают влияние на суммарные механические потери и механический КПД двигателя в целом. Вследствие этого ниже приводится описание модулей некоторых навесных агрегатов ДВС.

2.9.1. Модуль-элемент ВЕНТИЛЯТОР

Модуль ВЕНТИЛЯТОР предназначен для имитации работы вентилятора системы воздушного охлаждения двигателя. Модуль позволяет рассчитывать механические потери на привод вентилятора на любых скоростных режимах работы ДВС.

Модуль ВЕНТИЛЯТОР может быть связан с модулями КШМ, ПЕРЕДАЧА или ВЕТВИТЕЛЬ и при связывании автоматически генерируется модель-связь типа ВАЛ.

Модуль ВЕНТИЛЯТОР имеет два порта - "коммутиционный", обозначенный как 1_ВАЛ, и "внутренний", служащий для хранения параметров вентилятора и обозначенный как ВНУТР или "\$". Порт

1_ВАЛ имеет тип порта ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и может быть соединен с модулями из вышеперечисленных; его параметры устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Тип_вентилятора* - параметр определяет тип вентилятора: -1 - потери на привод не рассчитывать, 1 -лопастной вентилятор;

Число_лопастей** - число лопастей вентилятора, (3 - 15);

Ширина_лопасти** - средняя ширина лопасти, м, (0,005 - 0,5);

Наружный_радиус_лопасти** - наружный радиус лопасти вентилятора, м, (0,01 - 1);

Внутренний_радиус_лопасти** - внутренний радиус лопасти вентилятора, м, (0,005 - 0,9);

Угол_наклона_лопастей** - угол наклона лопастей к воздушному потоку, град., (5 - 80);

Кэф_формы_лопастей** - коэффициент формы лопастей, (2-5): 2,8 - 3,5 - для плоских лопастей; 2,2 - 2,9 - для криволинейных лопастей;

КПД_вентилятора** - коэффициент полезного действия вентилятора (0,3 - 0,7): 0,32 - 0,4 - для осевых клепанных вентиляторов;

Момент_инерции** - момент инерции вентилятора (массовая характеристика), кг·м², (0,0001 - 2);

Масса_вентилятора** - масса вентилятора, кг, (0,001 - 15);

Обороты_вентилятора - частота вращения вала вентилятора, 1/мин;

Текущие_потери_на_привод - текущие мгновенные потери мощности на привод вентилятора, Вт;

Работа_потерь_на_привод - работа потерь на привод вентилятора, Дж;

Потери_на_привод_за_цикл - мощность потерь на привод вентилятора за цикл, Вт.

2.9.2. Модуль-элемент ПОМПА (Водяной насос)

Модуль ПОМПА предназначен для имитации работы водяного насоса (помпы) системы жидкостного охлаждения двигателя. Модуль позволяет рассчитывать механические потери на привод водяного насоса на любых скоростных режимах работы ДВС.

Модуль ПОМПА может быть связан с модулями КШМ, ПЕРЕДАЧА или ВЕТВИТЕЛЬ и при связывании автоматически генерируется модель-связь типа ВАЛ.

Модуль ПОМПА имеет два порта - "коммутационный", обозначенный как 1_ВАЛ, и "внутренний", служащий для хранения параметров насоса и обозначенный как ВНУТР или "\$". Порт 1_ВАЛ имеет тип порта ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и может быть соединен с модулями из вышеперечисленных; его параметры устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Тип_водяного_насоса* - параметр определяет тип водяного насоса: -1 - потери на привод не рассчитывать, 1 - центробежный водяной насос;

Число_лопаток** - число лопаток водяного насоса (3 - 12);

Радиус_крыльч_на_выходе** - радиус крыльчатки на выходе водяного насоса, м, (0,005 - 0,5);

Ширина_лопатки_на_выходе** - ширина лопатки на выходе из водяного насоса, м, (0,001 - 0,04);

Толщина_лопатки_на_выходе** - толщина лопатки на выходе из водяного насоса, м, (0,001 - 0,1);

Угол_схода_воды_с_крыльч** - угол схода воды с крыльчатки водяного насоса, град., (5 - 25);

Угол_наклона_лопат_у_вых** - угол наклона лопатки у выхода из водяного насоса, град., (5 - 70);

Гидравлический_КПД_помпы** - гидравлический КПД водяного насоса (0,3 - 0,8);

Механический_КПД_помпы** - механический КПД водяного насоса (0,2 - 0,9);

Плотность_жидкости** - плотность рабочей жидкости, кг/м³, (500 - 1500);

Момент_инерции_помпы** - момент инерции водяного насоса (массовая характеристика), кг·м², (0,00001 - 2);

Масса_водяного_насоса** - масса водяного насоса, кг, (0,01 - 15);

Обороты_водяного_насоса - частота вращения вала водяного насоса, 1/мин;

Текущие_потери_на_привод - текущие мгновенные потери мощности на привод водяного насоса, Вт;

Работа_потерь_на_привод - работа потерь на привод водяного насоса, Дж;

Потери_на_привод_за_цикл - мощность потерь на привод водяного насоса за цикл, Вт.

2.9.3. Модуль-элемент МАСЛОНАСОС (Масляный насос)

Модуль МАСЛОНАСОС предназначен для имитации работы масляного насоса системы смазки двигателя. Модуль позволяет рассчитывать механические потери на привод масляного насоса на любых скоростных режимах работы ДВС.

Модуль МАСЛОНАСОС может быть связан с модулями КШМ, ПЕРЕДАЧА или ВЕТВИТЕЛЬ и при связывании автоматически генерируется модель-связь типа ВАЛ.

Модуль МАСЛОНАСОС имеет два порта - "коммутационный", обозначенный как 1_ВАЛ, и "внутренний", служащий для хранения параметров масляного насоса и обозначенный как ВНУТР или "\$". Порт 1_ВАЛ имеет тип порта ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и может быть соединен с модулями из вышеперечисленных; его параметры устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя.

Внутренний порт не может быть связан ни с каким другим портом этого же или другого модуля и имеет следующую структуру:

Тип_маслонасоса* - параметр определяет тип масляного насоса: -1 - потери на привод не рассчитывать, 1 -шестеренный масляный насос;

Число_зубьев_шестерни** - число зубьев шестерни масляного насоса (5 - 30);

Кол_во_точек_массива*** - количество точек массива зависимости давления масла в системе от частоты вращения коленчатого вала двигателя (2 - 5);

Массив_давлений_в_системе** [5] - массив давлений в масляной системе по точкам, соответствующим массиву оборотов коленчатого вала, Па, (200000 - 700000);

Массив_оборотов_КВ** [5] - массив оборотов коленчатого вала по точкам, 1/мин, (1 - 10000);

Модуль_зацепления** - модуль зацепления шестерен масляного насоса, м, (0,001 - 0,01);

Ширина_шестерни** - ширина шестерни масляного насоса, м, (0,005 - 0,4);

Механический_КПД** - механический КПД масляного насоса (0,7 - 0,9);

Момент_инерции** - момент инерции масляного насоса (массовая характеристика), кг·м², (0,00001 - 2);

Масса_маслонасоса** - масса масляного насоса, кг, (0,001 - 5);

Обороты_маслонасоса - частота вращения вала масляного насоса, 1/мин;

Текущие_потери_на_привод - текущие мгновенные потери мощности на привод масляного насоса, Вт;

Работа_потерь_на_привод - работа потерь на привод масляного насоса, Дж;

Потери_на_привод_за_цикл - мощность потерь на привод масляного насоса за цикл, Вт;

Вспомогательные_массивы [15] - вспомогательные рабочие массивы.

2.9.4. Модуль-элемент ВЕТВИТЕЛЬ

Модуль ВЕТВИТЕЛЬ предназначен для имитации вращения вала, на котором находятся несколько потребителей механической энергии и осуществляет разделение потока энергии по этим потребителям на всех режимах работы ДВС.

Модуль ВЕТВИТЕЛЬ может быть связан с модулями КШМ, ГРМ, ПЕРЕДАЧА или с одним или несколькими модулями, имитирующими навесные агрегаты ДВС, и при связывании автоматически генерируется модель-связь типа ВАЛ.

Модуль ВЕТВИТЕЛЬ имеет 5 "коммутационных" портов, обозначенных как 1_ВАЛ...5_ВАЛ. Эти порты имеют тип порта ВАЛ_ШТОК, описанный выше, и могут быть соединены с модулями из вышеперечисленных; их параметры устанавливаются автоматически при сборке кинематической расчетной схемы двигателя.

3. МЕТОДИКА ЗАДАНИЯ ВХОДНЫХ ДАННЫХ

3.1. Подготовительный этап

Подготовительный этап состоит из следующих пунктов:

1) изучение сборочных чертежей двигателя и чертежей общего вида. Изучаются сборочные чертежи и чертежи общего вида двигателя, кинематические пары которого необходимо моделировать. Продумывается кинематическая схема и определяется, какими элементами из набора имеющихся в системе <<АЛЬБЕЯ>> можно смоделировать каждый из узлов трения ДВС;

2) составление блок-схемы кинематической схемы двигателя. Составляется блок-схема кинематики двигателя на бумаге из набора имеющихся модулей-элементов и проводятся необходимые связи между ними;

3) подготовка данных. Подготавливаются входные данные, которые будут заноситься в область кинематических данных, характеризующие ДВС в целом - тип смесеобразования, компоновка ДВС, способ подачи топлива и т.д., данные, характеризующие рабочую камеру двигателя, элементы ГВТ и элементы кинематической схемы двигателя. Проводится геометрическое описание модулей в соответствии с параметрами пар трения. Снимаются размеры и параметры с чертежей узлов, соответствующих модулям блок-схемы - диаметры, длины, шероховатости и т.д. Пересчитывают снятые размеры в величины, необходимые для задания начальных данных модулей.

3.2. Этап задания данных в системе <<АЛЬБЕЯ>>

Этап задания данных состоит из следующих пунктов:

1) набор подготовленной блок-схемы кинематики ДВС на экране сборки системы <<АЛЬБЕЯ>>. Начинать набор блок-схемы кинематики двигателя следует после сборки схемы ГВТ. Набор блок-схемы можно вести в любой последовательности и начинать с любого элемента;

2) проведение связей между модулями. Связь можно проводить начиная с любого модуля и в любой последовательности;

3) задание входных данных. Пройти по всем модулям-элементам на экране сборки и занести во внутренние порты модулей начальные данные. В модули-связи можно не входить, так как они не содержат па-

раметры, которые необходимо задавать. При занесении данных в однотипные модули рекомендуется пользоваться макрокомандами. Установить исходные данные в области кинематических данных, касающиеся всего двигателя. Задать данные в области глобальных данных управления системой;

4) проведение тестовой проверки данных. Провести проверку заданных данных нажав клавишу “F4”. Обнаруженные ошибки входных данных, необходимо устранить;

5) сохранение данных. Сохранить состояние системы по окончании сборки структурной схемы модели нажав клавишу “F2” в экране сборки.

3.3. Этап отладки и запуск на расчёт

Этап отладки и запуск на расчёт состоит из следующих пунктов:

1) переход из экрана сборки в экран диалога. Нажать клавишу “F10”;

2) инициализация расчёта. Нажать клавишу “F7”;

3) моделирование. Нажать клавишу “F9”;

4) обнаружение ошибки. При возникновении ошибок система сообщит пользователю об этом;

5) восстановление исходного состояния в экране сборки. Нажать клавишу “F6” для перехода в экран сборки и затем “F3” для восстановления исходного состояния;

6) исправления ошибок;

7) сохранение исправленных данных и переход к пункту 1.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Система имитационного моделирования <<АЛЬБЕЯ>> (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста: Учебное пособие // В.Г.Горбачев, С.А.Загайко, Н.В.Рудая, Б.П.Рудой, С.Б.Щербаков; Уфимск. госуд. авиац. техн. ун-т. - Уфа, 1995. - 112 с.
2. Caputo C. Sulla misura del rendimento meccanico dei motori a combustione interna pluricilindrici. Ingegneria Meccanica - Ottobre 1956.
3. Feola M., Rocco V. On the error analysis in the evaluation of the mechanical efficiency of the reciprocating internal combustion engines. 34 Congresso ATI - Palermo - Ottobre 1979.
4. Jacobs R. Untersuchung der Kolben schaltschmierung an einem Glaiszylinder - Modell motor M.T.Z. 40 (1979) - 6.
5. Mollenhauer K., Bruchner K. Beitrag zur Bestimmung des Einflesses von Zylinder druck auf die Motorreibung. M.T.Z. 41 (1980) - 6.
6. Capobianco M., Conta A. Verifica sperimentale di un metodo per la valutazione delle perdice meccaniche e per pompaggio nei motori a combustione interna. A.T.A. - 1981 - 9.
7. Исследование сухого трения (о зависимости удельной силы трения от удельного давления). // Журнал технической физики. - 1942. - Т. X11. - Вып. 11-12. - С. 726 - 762.
8. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1962. - 383 с.
9. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526
10. Крагельский И.В., Алисин В.В. Расчетный метод оценки трения и износа - эффективный путь повышения надежности и долговечности машин. - М.: Знание, 1976. - 36 с.
11. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х книгах. Книга 1. Книга 2. Под ред. И.В.Крагельского и В.В.Алисина - М.: Машиностроение, 1978. - 400 и 358 с.
12. Справочник по триботехнике. Том 1. Теоретические основы. Под общ. ред. д.т.н. А.В.Чичинадзе - М.: Машиностроение. Варшава, ВКЛ, 1989. - 398 с.
13. Bishop I.N. Effect of design variables on friction and economy. SAE Trans. 73, 1965.

14. Thiele E. Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren. M.T.Z. 43 (1982) - 6.

15. Моделирование пуска двигателей внутреннего сгорания в среде программного комплекса "АЛБЕЯ". Р.А.Галиев, В.Г.Горбачев, С.А.Загайко, Н.В.Рудая, Б.П.Рудой, С.Б.Щербаков. // Тезисы доклада на втором всесоюзном научно-практическом семинаре "Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС". - Владимир, 1991. - 9 с.

16. Гаркунов Д.Н. Триботехника. - М.: Машиностроение, 1989. - 327 с.

17. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Издание шестое. - М.: Машиностроение, 1975. - 574 с.

18. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка). - М.: Машиностроение, 1980. - 223 с.

19. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации. Справочник. - М.: Машиностроение, 1987. - 384 с.

20. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.

21. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. - М., Л.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1957.

22. Кудрявцев В.Н. Упрощенные расчеты зубчатых передач. - Л.: Машиностроение, 1967.

23. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. Под ред. И.А.Болотовского. - М.: Машиностроение, 1986.

24. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. Справочник. - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.

25. Воробьев И.И. Ременные передачи. - М.: Машиностроение, 1979. - 168 с.

26. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). - М.: Машиностроение, 1980. - 320 с.

27. Гервас К.И. К определению механических характеристик клиновых ремней при изгибе. // Каучук и резина. - 1967. - № 2. - С. 13 - 15.

28. Мавлютов Р.Р. КПД быстроходных ременных передач. - Сборник Уфимского авиационного института. - Уфа, Башкирское книжное изд-во, 1956. - 241 с.

29. Интерактивная система автоматизированного моделирования двигателей внутреннего сгорания "АЛЬБЕЯ". В.Г.Горбачев, С.А.Загайко, Н.В.Рудая, Б.П.Рудой, С.Б.Щербаков. Тезисы доклада на конференцию "Автоматизация технологического проектирования". - Пенза, 1991. - 6 с.

30. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 255 с.

1. Соотношение твердостей различных систем

HRC	HRA	HB	HV	HRB	HB	HV	HRC	HB	HV
72	89	782	1220	100	240	246	66	117	117
69	86	744	1004	99	234	235	64	114	114
67	85	713	894	98	228	226	62	110	110
65	84	683	820	97	222	221	60	107	107
63	83	652	763	96	216	217	58	105	105
61	81,5	627	715	95	210	213	57	103	103
59	80,5	600	675	94	205	209	56	101	101
58	80	578	655	93	200	201	55	99,2	99
56	79	555	617	92	195	197	53	97,3	97
54	78	532	580	91	190	190	51	95,5	95
52	77	512	545	90	185	186			
51	76,5	495	528	89	180	183			
49	75,5	477	498	88	176	177			
48	74,5	460	485	87	172	174			
47	74	448	471	86	169	170			
46	73,5	437	458	85	165	166			
45	73	426	446	84	162	163			
44	72,5	415	435	83	159	159			
42	71,5	393	413	82	156	156			
40	70,5	372	393	81	153	153			
38		352	373	80	150	149			
36		332	353	79	147	146			
34		313	334	78	144	143			
32		297	317	77	141	140			
30		283	301	76	139	139			
28		270	285	75	137	137			
26		260	271	74	135	135			
24		250	257	72	130	130			
22		240	246	70	125	125			
20		230	236	68	121	121			

2. Соотношение класса шероховатости поверхности с величинами R_a и R_z

Класс шероховатости	R_a	R_z
▽ 1	80 – 40	320 – 160
▽ 2	40 – 20	160 – 80
▽ 3	20 – 10	80 – 40
▽ 4	10 – 5	40 – 20
▽ 5	5 – 2,5	20 – 10
▽ 6	2,5 – 1,25	10 – 6,3
▽ 7	1,25 – 0,63	6,3 – 3,2
▽ 8	0,63 – 0,32	3,2 – 1,6
▽ 9	0,32 – 0,16	1,6 – 0,8
▽ 10	0,16 – 0,08	0,8 – 0,4
▽ 11	0,08 – 0,04	0,4 – 0,2
▽ 12	0,04 – 0,02	0,2 – 0,1
▽ 13	0,02 – 0,01	0,1 – 0,05
▽ 14	0,01	0,05 – 0,025

3. Параметры шероховатости поверхности для различных видов обработки (стальные поверхности)

Вид обработки	Класс шероховатости	R_B , мм	b	v	Δ , мкм
Цилиндрическое фрезерование	6	-	1,6	2,35	0,293-0,147
	7	-	1,65	2,25	0,080-0,040
Торцовое фрезерование	6	-	0,55	1,65	0,250-0,127
	7	-	0,60	1,40	0,0085-0,0042
Строгание	6	-	2,00	2,00	0,049-0,0246
	7	-	2,10	1,95	0,0136-0,0068

Продолжение табл.3

Вид обработки	Класс шероховатости	R_a , мм	b	v	Δ , мкм
Точение	6	-	1,40	1,95	0,672-0,336
	7		1,80	1,80	0,165-0,083
	8		2,00	1,60	0,047-0,024
Растачивание	6	15-55	0,70	1,40	0,90-0,45
	7		1,40	1,30	0,155-0,076
	8		1,90	1,20	0,040-0,020
Плоское шлифование	6	15-50	0,90	1,95	0,168-0,0844
	7		0,95	1,85	0,0456-0,0228
	8		1,80	1,80	0,0083-0,0041
	9		2,30	1,65	0,0022-0,0011
Внутреннее шлифование	6	10-80	0,65	2,00	3,97-1,985
	7		0,90	1,90	1,057-0,528
	8		1,10	1,85	0,292-0,146
	9		1,35	1,75	0,088-0,044
Круглое шлифование	7	10-25	0,60	2,00	1,29-0,645
	8		0,90	1,95	0,35-0,175
	9		1,27	1,90	0,088-0,044
	10		2,00	1,90	-
Развертывание	6	10-50	1,10	1,85	1,01-0,507
	7		1,15	1,70	0,19-0,095
	8		1,45	1,60	0,0105-0,0052
	9		1,55	1,55	0,0030-0,0015
Протягивание	7	-	0,60	1,75	0,032-0,016
	8		0,80	1,72	0,0082-0,0041
	9		1,00	1,70	0,002-0,001

Продолжение табл.3

Вид обработки	Класс шероховатости	$R_{\text{в}}$, мм	b	v	Δ , мкм
Полирование	8	-	2,00	1,70	0,0115-0,00575
	9		2,50	1,60	0,0025-0,00125
	10		3,50	1,50	0,00064-0,00032
Доводка цилиндрических поверхностей	10	-	2,50	1,50	0,018-0,009
	11		2,55	1,40	0,0064-0,0032
	12		2,60	1,30	0,0021-0,0010
Доводка плоскостей	10	-	2,40	1,60	0,0192-0,00964
	11		3,00	1,40	0,00045-0,000228
	12		3,30	1,22	0,00009-0,000045

Примечание. Для приработанных поверхностей R_a определяется по формуле $R_a \approx 4,3 \cdot \Delta^{1/2}$ мкм.

4. Параметры шероховатости некоторых приработанных поверхностей

Объект	Класс шероховатости	b	v	Δ , мкм
Гильза цилиндрическая	9	-	1,0	$1,2 \cdot 10^{-3}$
Поршневое кольцо	10-11	-	1,4	$1,7 \cdot 10^{-3}$
Коренные и шатунные шейки коленвала	9	-	1,2	$3,1 \cdot 10^{-3}$
Вкладыши подш-ка к/в	8-9	-	-	$8,6 \cdot 10^{-3}$
Поршневой палец	11	-	-	$2,2 \cdot 10^{-2}$
Втулка верх.гол.шатунa	10	-	-	$2,8 \cdot 10^{-2}$
Отверстия в бобышках поршня	9	-	-	$5,0 \cdot 10^{-3}$
Форсунка дизеля		3,8	1,9	$1,7 \cdot 10^{-2}$

5. Параметры волнистости поверхностей для различных видов обработки

Вид обработки	Класс шероховатости	Высота профиля, мкм	Радиус кривизны, мкм
Плоское шлифование: сталь	6	12	$26 \cdot 10^3$
	7	1,25	$132 \cdot 10^3$
чугун	6	9	$28 \cdot 10^3$
	9	1,3	$126 \cdot 10^3$
Строгание: сталь	4	12	20
	7	2	55
чугун	4	12	20
	7	-	-
Цилиндрическое фрезерование: сталь	4	40	5
	6	7,5	45
чугун	4	30	10
	6	7,5	60
Растачивание: сталь	5	3,5	15
	8	2	55
чугун	5	10	5
	8	1	50
Доводка плоскостей	11	0,35	38,7
	12	0,1	65

6. Свойства некоторых металлических элементов

Материал	$E \cdot 10^{-6}$, кгс/см ²	Твердость, кгс/мм ²	Козф. Пуассона μ	Козф. гист. потеря α_r
Алюминий	0,62	27	-	-
Алюм. отожжен.	0,68	-	0,36-0,37	-
Дюралюминий	0,70	-	0,31	0,06
Железо	2,00	82	-	-
Железо литое	1,15	-	0,23-0,31	-
Латунь катан.	0,98	-	0,36	-
Чугун серый	1,00	-	-	-
Чугун белый	1,14	-	0,23-0,27	-
Чугун ковкий	1,50	-	-	-
Легир. чугун	1,20	-	-	-
Сталь	2,15	-	-	0,01
Сталь легир.	2,06	-	0,25-0,30	-
Сталь углер.	2,00	-	0,24-0,26	-
Медь	1,18	80	-	0,32
Медь литая	0,82	-	-	-
Медь катаная	1,08	-	0,31-0,34	-
Медь хол.тян.	1,27	-	0,33	-

7. Свойства некоторых антифрикционных материалов

Материал	$E \cdot 10^{-4}$, кгс/см ²	Твердость, НВ
Баббит Б83	48	30
Бронза БрС-30	75	35
Латунь Л-80	110	53
Фторопласт-3	1,3-2,1	10-13
Фторопласт-4	2,7-4,6	3-4

8. Параметры сдвиговой прочности молекулярной связи различных материалов по стали ШХ15, полученные на одношариковом трибометре ОТ-1 (по данным К.С.Ляпина)

Материал	НВ, кгс/мм ²	f_{α}	τ_0 , кгс/мм ²	β
Т р е н и е б е з с м а з к и				
Металлы				
Свинец	3,3	0,140	0,274	0,057
	2,8	0,155	-	-
Алюминий	23,0	0,124	-	-
Медь	28,5	0,139	1,68	0,080
	40,0	0,125	1,80	
	52,0	0,115	1,82	
	85,0	0,100	1,70	
Никель	70,0	0,123	0,49	0,116
	105,0	0,130	1,47	
	180,0	0,095	3,78	
Армко-железо	70,0	0,139	-	-
	130,0	0,097	-	-
	65,0	0,160	-	-
Ванадий	110,0	0,103	-	-
Тантал	78,0	0,115	2,42	0,084
Молибден	110,0	0,105	1,87	0,088
	186,0	0,095	2,79	0,080
	140,0	0,128	-	-
Вольфрам	285,0	0,082	-	-
Ниобий	32,0	0,142	0,896	0,114

Продолжение табл. 8

Материал	НВ, кгс/мм ²	f_{α}	τ_0 , кгс/мм ²	β
Хром	200,0	0,095	-	-
	100,0	0,135	1,50	0,120
Титан	128,0	0,100	2,82	0,078
	190,0	0,085		
Пластмассы				
Фторопласт	3,10	0,028	0,341	0,017
Винипласт светлый	12,0	0,091	0,372	0,06
Капролон	13,0	0,065	0,195	0,05
Полиамид 68П	16,0	0,085	-	-
Резина	-	-	0,250	0,010
Подшипниковые сплавы				
БН	25,0	0,102	-	-
Б83	24,0	0,150	-	-
АСС-5-5	-	-	1,00	0,065
А-9	-	-	0,75	0,120
А-20	-	-	1,60	0,050
С-30	-	0,120	0,25	0,100
ЦАМ	-	-	0,50	0,050
БрБ2	-	0,095	2,45	0,085
БрАЖМц 10-3-1,5	-	0,120	2,00	0,100
Бронза бериллиевая	150,0	0,095	-	-
Т р е н и е с о с м а з к о й				
Сталь 30ХГСА с:				
ЦИАТИМ-201	-	0,045	0,10	0,04
АК-6	-	0,095	0,10	0,10
Вазелиновое масло	-	0,100	1,00	0,12
Керосин	-	0,123	1,65	0,11

Продолжение табл. 8

Материал	НВ, кгс/мм ²	f_{α}	τ_0 , кгс/мм ²	β
БрБ2 со смазкой:				
ЦИАТИМ-201	-	0,032	0,05	0,03
АК-6	-	0,063	0,10	0,06
Вазелиновое масло	-	0,070	0,10	0,07
Керосин	-	0,073	0,70	0,06
БрАЖМц 10-3-1,5 с:				
ЦИАТИМ-201	-	0,340	0,05	0,032
АК-6	-	0,075	0,10	0,073
Вазелиновое масло	-	0,080	0,10	0,078
Керосин	-	0,100	0,10	0,100

9. Ориентировочные значения параметров продольной волнистости (данные Э.В.Рыжова)

Метод обработки	Класс шероховатости	Н _В , МКМ	S _В , ММ	R _В , ММ
Стальные детали				
Плоское шлифование	5-9	1,2-12	2,4-3,5	30-350
Строгание	4-7	1,0-12	1,0-5,0	40-100
Цилиндрич. фрезерование	4-6	7,5-40	1,7-3,4	5-45
Протягивание	7-9	0,4-3	0,7-0,9	20-80
Доводка плоскостей	10-11	0,25-0,5	1,0-1,5	150-850
Шабрение	8	3,5-6,0	6000-7500	1100-1700
Чугунные детали				
Плоское шлифование	6-9	1,3-9,0	1,8-2,3	40-200
Цилиндрич. фрезерование	4-7	7,5-30	1,6-2,5	10-60
Строгание	4	12	1,65	20
Шабрение	8	4,5-7,0	7000	1200

Примечание. В таблицах 1 - 9 приложения применены следующие обозначения:

HRC (HRA), HB, HV - твердости по Роквеллу, по Бринелю и по Виккерсу соответственно;

Ra, Rz - среднее арифметическое отклонение профиля и высота неровностей профиля по десяти точкам соответственно;

b, ν - параметры степенной аппроксимации опорной кривой;

R_w, H_w, S_w - радиус, высота и шаг волны соответственно;

Δ - комплексный показатель шероховатости;

E - модуль упругости материала;

α_T - коэффициент гистерезисных потерь при трении;

μ - коэффициент Пуассона;

f_a - молекулярная составляющая коэффициента трения;

τ_0 - сдвиговое сопротивление;

β - коэффициент упрочнения молекулярной связи.

Составитель: ЗАГАЙКО Сергей Андреевич

МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ
ДВС В СИСТЕМЕ ИМИТАЦИОННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ
<<АЛЬБЕЯ>>

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для бакалавров направления 552700
“Энергомашиностроение”

Редактор Ю.Р.Егорова
ЛР № 020258 от 30.10.91 г.

Подписано к печати 28.06.96.

Формат 60x84 1/16.

Бумага оберточная. Печать плоская. Усл. печ. л. 4,5 Усл. кр.-отт. 4,4.

Уч.-изд. л. 4,4. Тираж 100 экз. Заказ №

Бесплатно.

Уфимский государственный авиационный технический университет
Уфимская типография № 2 Министерства печати и массовой информации
Республики Башкортостан

450000, Уфа-центр. ул. К.Маркса, 12.

