

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2016

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гугаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., доц.*

С. Радковський, *д.н., доц.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

- А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.О. Прохоренко, А.В. Савченко,
О.О. Осетров, Д.В. Мешков
Особенности процессу згоряння в дизелі при роботі на водопа-
ливній емульсії. 3
- Р. Н. Радченко, Н. С. Богданов
Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой
системе охлаждения наддувочного воздуха судового малообо-
ротного дизеля. 10

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

- А.А. Прохоренко
Метод розрахунку змінної форми крутильних коливань коли-
нчастого вала. 14
- В.А. Опалев
Совершенствование приводного турбокомпрессора двухтакт-
ного дизеля ЗТД-ЗА. 19
- В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова
Оценка влияния покрытия на температуру вспышки на
скользящем контакте. 24
- О.Ю. Линьков, В.В. Пылев, С.А. Кравченко
Оценка влияния нагара на температурное состояние днища
головки цилиндров среднеоборотного дизеля. 29
- В.А. Пылев, Р. Ариан, И.А. Нестеренко
Совершенствование методического обеспечения САПР порш-
ня ДВС. 33
- А.А. Бабич, С.А. Громов, А.М. Левтеров
Расчётная оценка теплового состояния поршня транспортно-
го дизеля. 40
- А.В. Тринёв, Д.Г. Сивых, В.А. Несвитайло
Разработка системы локального охлаждения подшипникового
узла турбокомпрессора автотракторного дизеля. 44
- А.В. Белогуб, Нуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко
Разработка конструкции «легкого» поршня для дизелей типа
D100. 50

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

- П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов,
А.П. Поливянчук
Повышение канцерогенной безопасности транспортных дви-
гателей внутреннего сгорания. 50
- А.Н. Авраменко
Численное моделирование процесса обработки водотопливной
емульсии в бортовом гидродинамическом кавитаторе. 63

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ
61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21
НТУ «ХПИ», кафедра ДВС
Тел. (057)707-68-48, 707-60-89
E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,
dvs@kpi.kharkov.ua

А.П. Марченко, Омар А. Хамза, Али А. Хамза
Оценка инвестиционной привлекательности энергосберегающих технологий на основе тепловых двигателей применительно к нефтеперерабатывающему заводу. 67

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

А.Э. Хрулев, С.В. Грузинский, Ю.В. Кучеренко
Численное моделирование и сравнительный анализ конструктивных схем оборудования с целью повышения точности обработки клапанных седел в головках цилиндров ДВС. 72

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова
Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. 81

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.В. Грицюк
Создание экспериментальной базы Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению. 89
Главный конструктор от Бога. 94

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2016. – №1. – 101 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXI Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных *Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)*, научнометрические системы *GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ*.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 6 от 08.07.2016 г.

А.Э. Хрулев, С.В. Грузинский, Ю.В. Кочуренко

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ ОБОРУДОВАНИЯ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ КЛАПАННЫХ СЕДЕЛ В ГОЛОВКАХ ЦИЛИНДРОВ ДВС

Приведен общий подход при выборе оборудования для обработки клапанных седел в головках цилиндров ДВС, в том числе, для мелкосерийного, опытного производства и ремонта. Выполнено численное моделирование напряженно-деформированного состояния шпиндельных узлов для различных конструктивных схем, заложенных в основу специализированных станков для обработки седел основных мировых производителей оборудования данного типа. По результатам моделирования установлены области применения различных типов станков в зависимости от размеров обрабатываемых седел, что позволяет дать практические рекомендации по выбору оборудования для решения конкретных производственных задач.

Постановка проблемы

Известно, что при производстве и ремонте ДВС возникает потребность в обработке седла клапана. От того, насколько точно выполнена обработка седла, зависит надежность и долговечность клапанного механизма и всего двигателя в целом.

Основная задача обработки седла в производстве и ремонте ДВС состоит в том, чтобы в результате обработки обеспечить строгую соосность рабочей фаски седла относительно отверстия направляющей втулки (есть и другие сопутствующие задачи – например, обеспечить заданную форму седла, но в данном исследовании они не рассматриваются). В соответствии с этим любое оборудование для обработки седел должно выполнять указанную задачу, и по тому, насколько точно тот или иной станок это делает, можно судить о его применимости и точности.

Вместе с тем, в мире выпускается очень широкий спектр станков для обработки седел, имеющих достаточно широкий диапазон конструктивных особенностей, оснащения и стоимости. В результате значительно затрудняется правильный выбор оборудования, что влечет за собой риск приобретения станков необоснованно дорогих и/или даже непригодных для выполнения тех или иных производственных задач.

Цель работы

Путем проведения расчетов напряженно-деформированного состояния конструктивных элементов станков для обработки седел методом конечных элементов установить эффективные критерии выбора конструктивной схемы оборудования, необходимого для достижения высокой точности и решения конкретной производственной задачи, а также технически обосновать область применения выбранного оборудования еще на этапе маркетингового исследования рынка.

Особенности геометрии узла сопряжения клапана с седлом

Известно, что основным геометрическим параметром седла клапана, помимо его профиля, является соосность рабочей фаски и отверстия направляющей втулки, поскольку эти поверхности сопрягаются с головкой и стержнем клапана соответственно. Любой производственный дефект или эксплуатационное повреждение, вызывающие появление несоосности седла и втулки, приводит к негерметичности посадки клапана в седле, ударным нагрузкам на детали, интенсивному изнашиванию, стуку или даже поломке клапана [3,4].

Для того, чтобы выявить некоторые особенности геометрии клапанного узла двигателя, необходимые для достижения цели настоящего исследования, следует ответить на вопрос, откуда в рассматриваемом сопряжении клапана с седлом возникает несоосность?

Несоосность возникает вследствие неизбежных погрешностей обработки поверхностей всех сопрягаемых деталей, которые нельзя выполнить абсолютно точно. Это целая "цепочка" поверхностей – от поверхности отверстия направляющей втулки клапана, запрессованной в головку цилиндра, до рабочей фаски седла, тоже запрессованного в головку. Поскольку в цепочке находятся 3 неподвижно соединяемые детали (направляющая втулка, головка и седло клапана), каждая из которых должна иметь соосные цилиндрические поверхности, при их соединении происходит своего рода мультипликация погрешностей. Причем так, что на "выходе", т.е. между крайними поверхностями (отверстие направляющей втулки и рабочая фаска вставного седла клапана), несоосность легко достигает таких чрезмерных значений, что приводит к неприлеганию клапана к седлу и негерметичности их сопряжения.

После длительной эксплуатации несоосность седла и втулки также может быть большой – за счет неравномерного износа всех сопряженных деталей, в том числе, седла, втулки, головки и

стержня клапана. Кроме того, при выполнении ремонта двигателя с заменой изношенной направляющей втулки отверстие в новой втулке, вследствие погрешностей ее изготовления, оказывается заведомо смещено относительно отверстия в старой втулке, что при наличии неравномерного износа седла может сделать исходную несоосность намного больше и, чем даже при производстве [3,4].

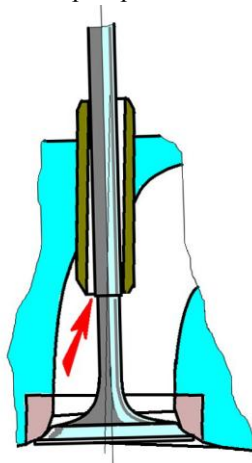


Рис.1. Несоосность рабочей фаски седла и отверстия направляющей втулки клапана вызывает перекос стержня клапана во втулке при посадке в седло

Несоосность двух цилиндрических поверхностей прямо не измерить, однако мерой несоосности является взаимное биение поверхностей – для его измерения существуют специальные приборы. Поэтому там, где речь идет о физическом смысле или процессе, ниже используется термин "несоосность", а там, где требуются количественные данные, – "взаимное биение".

Из ремонтной практики обработки клапанных седел ДВС различных типов [4] выявлено такое простое правило: после обработки (перед сборкой) в готовой головке цилиндра взаимное биение седла и отверстия направляющей втулки не должно быть больше определенной величины, которая зависит от рабочего зазора стержня клапана во втулке (рис.1). Что вполне объяснимо – чем больше зазор, тем больше возможностей у клапана самоустанавливаться на седле, перекашиваясь в направляющей втулке [4,6]. То есть, требуемая точность обработки является функцией рабочего зазора клапана во втулке.

Практика показывает, что при биении рабочей фаски седла относительно отверстия втулки, равном половине рабочего зазора клапана во втулке, само по себе такое биение (несоосность) мало влияет на герметичность и прочие параметры деталей и их сопряжения, в том числе, на изнашивание и долговечность. В результате при рабочих зазорах

0,04-0,06 мм нормально обработанное седло не должно иметь биения относительно отверстия направляющей втулки, большего 0,02-0,03 мм.

С увеличением биения сопряжение остается герметичным, однако за счет больших колебаний стержня во втулке при посадке клапана в седло ресурс сопряженных деталей уменьшается. Предельно или максимально допустимым следует признать биение, равное величине рабочего зазора (0,04-0,06 мм в указанном выше примере). В этом случае стержень клапана при посадке головки в седло перекашивается в направляющей втулке полностью "до упора", что уже заметно уменьшает долговечность узла в эксплуатации за счет ускорения процессов изнашивания деталей (рис.1).

Но даже такую невысокую точность невозможно обеспечить, если станок для обработки седел не умеет определять базовую поверхность – центрироваться в отверстии направляющей втулки, чтобы затем обработать от нее седло. Другими словами, любой станок для обработки седел должен вначале выполнить операцию центрирования инструмента по технологической базе – отверстию втулки, и лишь затем начинать обработку седла.

Отсюда сразу следует очевидный вывод: несмотря на старания различных специалистов-технологов, седло клапана в головках цилиндров современных многоклапанных двигателей не удастся обработать с заданной точностью на многих универсальных станках. Если такие станки не имеют никаких устройств для центрирования инструмента относительно направляющей втулки, то оказываются неспособными удовлетворить необходимым требованиям соосности даже на самом низком уровне точности.

Именно это и определяет эффективность применения для многих практических задач специализированных станков для обработки седел [5,6].

Конструктивные схемы станков для обработки седел

Очевидно, обработка седел клапанов в головках цилиндров является обязательной операцией в производстве и ремонте ДВС. Такая операция в общем случае может быть выполнена разными способами, в том числе, фрезерованием, шлифованием или точением (расточиванием) седла на специализированных станках. Ниже будет рассмотрена только операция точения седел (рис.2), как более распространенная в мелкосерийном, опытном производстве и ремонте.

При сравнении многих моделей станков разница между ними не очевидна, и, не имея подробной и достоверной технической информации, потребитель при выборе оснащения цеха нередко

ориентируется на малозначимые и/или субъективные факторы – цвета и качество окраски панелей и станин, богатство стандартной комплектации, советы друзей и др., упуская из виду наиболее важные свойства и параметры станков [6].

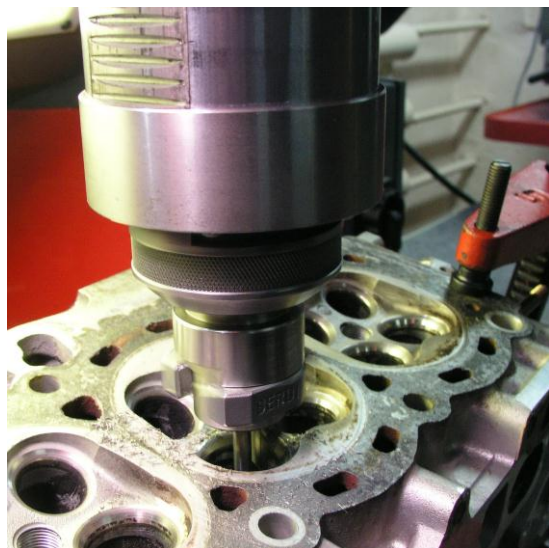


Рис.2. Точение седла резцом на типичном специализированном станке для обработки седел

Среди конструктивных схем станков данного типа следует выделить схему, которая может быть условно названа *жесткой*. Эта схема предусматривает жесткое крепление на шпинделе элементов режуще-центрирующей части – держателя с резцом и цилиндрическим направляющим пилотом, имеющим зазор в направляющей втулке (рис.3,4).

Другой схеме можно присвоить условное название *шарнирная*. В станках для обработки седел, выполненных по этой схеме, напротив, держатель резца соединен со шпинделем шарнирно с помощью так называемого *байонетного соединения*, а направляющий пилот, плотно сидящий в направляющей втулке клапана, установлен в держатель резца с малым зазором.

Помимо указанных наиболее важных отличий, выпускаемые различными производителями станки для обработки седел различаются по другим признакам. Так, находит применение обработка сразу всего седла профильным резцом и так называемая *точечная обработка*, когда резец формирует профиль седла, двигаясь перпендикулярно оси вращения шпинделя по заданной программе. Однако данные особенности менее существенны, чем конструктивная схема станка, и в данной работе не рассматриваются.

Применение разных конструктивных схем станков для обработки седел обусловлено необходимостью обеспечить центрирование инструмента

по отверстию направляющей втулки – разные способы центрирования дают разную сложность и разную стоимость оборудования. Это и приводит к трудностям с выбором оборудования для конкретных производственных задач.



Рис.3. Элементы режуще-центрирующей части станков различных схем: слева – держатели с шарниром, профильным резцом и пилотом, в центре – модернизированный байонетный шарнир с ограничителем (шарнирная схема), справа – держатели с резцом и пилотом (жесткая схема)

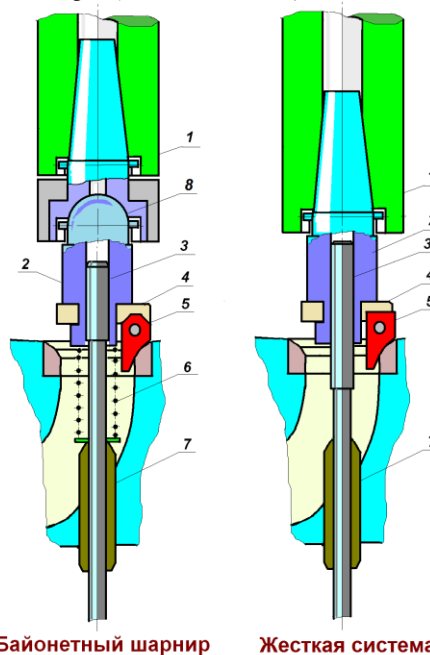


Рис.4. Схема сопряжения элементов режуще-центрирующей части станков различных схем: 1-шпиндель, 2- держатель, 3- пилот, 4- держатель резца, 5- профильный резец, 6- пружина, 7- направляющая втулка, 8- байонетный шарнир

Центрирование инструмента как главная особенность станков для обработки седел

Действительно, в рассматриваемых схемах станков – жесткой и шарнирной, операция центри-

рования выполняется принципиально разными способами.

В шарнирной схеме на направляющий пилот, вставленный в направляющую втулку (иногда его делают слабоконическим, чтобы плотнее была его посадка во втулке), устанавливают держатель с резцом. Фактически тем самым происходит идеальное и очень точное центрирование резца относительно направляющей втулки. Далее сверху на шар держателя опускается шпиндель, который своей сферой соединяется с шаром на держателе (рис.4). Получившийся шаровой шарнир (его называют *байонетным*) обеспечивает привод держателя с резцом от шпинделя, причем, чтобы на держатель не действовали перекашивающие силы от шпинделя, применяется специальная процедура предварительного выравнивания шпинделя с помощью передвижения рабочей бабки по станине на плоской воздушной подушке, шарнирного механизма пиноли шпинделя и уровнемера для ручной регулировки наклона шпинделя по оси направляющей втулки.

Совершенно очевидно, что в жесткой схеме, где все детали – пилот, держатель, резец, шпиндель, соединены жестко, такой способ центрирования невозможен. Здесь в большинстве случаев применяется другой способ – с помощью воздушных подушек (рис.5). Так, воздушную подушку имеет и рабочая бабка (плоскую), и шаровой шарнир пиноли шпинделя (сферическую). Тогда при активации двух подушек сразу – и плоской, и сферической, ввод пилота в отверстие направляющей втулки обеспечивает центрирование пилота (и всего шпинделя) по этому отверстию.

Это наиболее простая схема, которая в течение ряда лет периодически подвергается различным усовершенствованиям. Так, иногда пиноль ставят на собственную воздушную подушку на рабочей бабке, что несколько увеличивает точность центрирования. Некоторые производители применяют жесткую схему с центрированием вообще без воздушных подушек пиноли – с помощью специальной системы, где направляющий пилот является одновременно и чувствительным элементом, с помощью которого система ЧПУ находит ось отверстия направляющей втулки.

Несмотря на то, что модернизированные конструкции системы центрирования точнее простой схемы с двумя воздушными подушками, они менее надежны и долговечны, при этом разновидности жесткой схемы принципиально ничем не отличаются от простой схемы, поскольку соединение всех элементов в ней остается жестким. Вместе с тем, усложнение станка влечет за собой его неизбежное удорожание, что связано, главным образом, именно

с особенностями системы центрирования, а не системы обработки (точения), которая даже на станках разных схем может быть практически одинаковой.

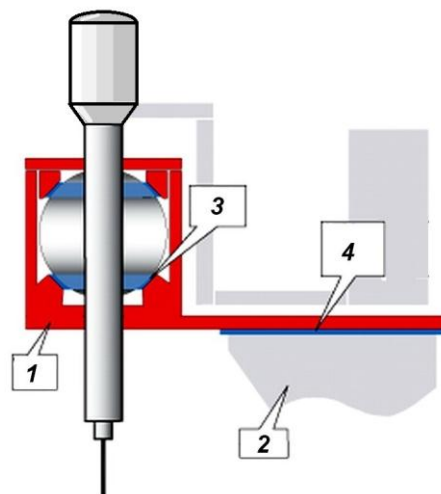


Рис.5. Схема центрирования инструмента в жесткой системе:

1- рабочая бабка, 2- станина, 3- сферическая воздушная подушка шпинделя, 4- плоская воздушная подушка рабочей бабки

Именно эти особенности системы центрирования разных станков и создают сложности выбора для потребителя. Поэтому, чтобы определить эффективные критерии выбора оборудования, необходимо более подробно рассмотреть обработку седла, которая является следующей после центрирования операцией и производится после зажатия всех подвижных элементов станка – шарниров, бабок, пинолей, с помощью специальных пневматических, гидравлических и/или механических зажимов.

Особенности технологического процесса обработки седла в головке цилиндров

При обработке седла клапана точением на специализированном станке (как вообще при точении на любом другом станке) резец имеет свойство отжиматься от обрабатываемой поверхности, причем тем больше, чем выше поверхностная твердость седла и больше припуск.

Способность технологической системы "станок-приспособление-инструмент-деталь" [1,2] оказывать сопротивление действию деформирующих ее сил, как известно, называется *жесткостью*. Недостаточная жесткость системы является причиной смещения (отжатия) элементов системы под действием усилий резания и появлению погрешности обработки.

Станок, у которого жесткость выше, а отжатие резца меньше, обработает седло точнее – форма обрабатываемой поверхности седла и его соосность

относительно базовой (отверстие направляющей втулки) будут лучше. Напротив, станок с низкой жесткостью и увеличенным отжатием резца при обработке седла, исходно несоосного с направляющей втулкой, не сможет полностью устранить эту несоосность – при росте силы резания резец будет легко отжат от обрабатываемой поверхности.

Количественной характеристикой жесткости является отношение значения деформирующей силы к перемещению, вызванному действием этой силы [2]:

$$j = \frac{P}{y},$$

где P – усилие деформирования, Н; y – деформация, возникающая от действия приложенного усилия, мм.

Величина, обратная жесткости, называется *податливостью*:

$$W = \frac{y}{P} = \frac{1}{j}.$$

Податливость – это величина *отжатия* элемента от исходного (ненагруженного) положения, вызываемое силой, равной единице. Очевидно, чем более податлива система, тем большую следует ожидать в ней погрешность обработки, вызывающую как размерные изменения, так и погрешности формы готовой детали.

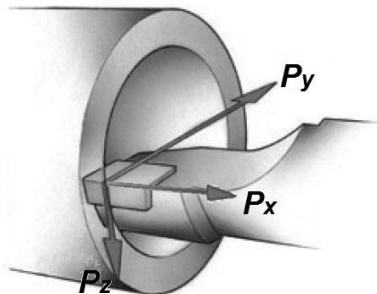


Рис.6. Составляющие усилия резания при растачивании

Рассмотрим схему растачивания отверстия резцом (рис.6). На резец действуют 3 составляющих усилия резания – осевая P_x , действующая вдоль оси отверстия, нормальная P_y , действующая перпендикулярно, и касательная P_z .

Наибольшую величину при растачивании имеет составляющая P_z (определяющая крутящий момент привода шпинделя), но, как известно [2], наибольшее действие на отжатие резца от обрабатываемой поверхности оказывает составляющая P_y , а при обработке фаски седла – еще и P_x .

Задача определения жесткости или податливости отдельно взятой технологической системы достаточно сложна, поскольку в системе действует

значительное количество факторов [1,2], и даже если попытаться решить задачу с учетом максимального числа всех таких факторов, может остаться непонятным, о чем говорит полученный результат – полученное значение жесткости и податливости или является хорошим или плохим для реального технологического процесса?

Можно предположить, что именно по этой причине на практике в некоторых областях техники традиционно находят применение металлорежущие станки, выполненные на базе различных конструктивных схем, однако любое сравнение их точности или других параметров остается чисто субъективным до тех пор, пока каждый из этих типов станков рассматривается отдельно и без количественного сравнения с аналогами.

Такой подход можно условно назвать *прямым* (или абсолютным), он может быть полезен при проектировании нового оборудования. Однако для практических производственных задач подбора оборудования из известных моделей он малоприменим вследствие сложности.



Рис.7. Седла клапанов, обработанные 3-угловым профильным резцом - такой способ обработки применяется в обеих рассматриваемых схемах

В данном исследовании использован другой подход, который условно можно назвать *сравнительным*. Если представить, что какие-либо два металлорежущих станка выполняют одинаковую операцию на одинаковой заготовке, имея при этом еще и одинаковый инструмент (рис.7), то многими факторами можно в первом приближении пренебречь, поскольку они действуют практически одинаково, и существенно упростить задачу сравнения оборудования без выполнения сложных исследований.

В соответствии с этим предполагается, что для сравнения различных станков, выполняющих одинаковую операцию, необязательно углубляться в их детальное устройство и особенности эксплуата-

ции – возможно, надо просто по определенной методике сравнить жесткость (податливость) этих станков, чтобы выбрать лучший из них.

Расчет напряженно-деформированного состояния шпиндельной части станка для обработки седел

Итак, необходимо рассчитать жесткость системы "шпиндель-пилот", т.е. способность такой системы противостоять отжатию резца от поверхности седла в процессе обработки в двух указанных схемах – жесткой и шарнирной. Очевидно, чем эта жесткость выше, тем меньше отжатие резца и тем выше следует ожидать точность обработки. При этом, что не менее важно – чем меньше деформация (податливость) системы, тем более точно резец будет обеспечивать форму и соосность седла относительно втулки.

Чтобы выполнить такое сравнительное исследование, надо шпиндели обеих систем нагрузить в месте крепления резца одной и той же (единичной) поперечной силой и определить, насколько они деформируются. Именно с целью поставить обе схемы в одинаковые условия целесообразно при исследовании принять одинаковые шпиндели, одинаковые пилоты, одинаковую геометрию, кроме одного – у шарнирной схемы в месте соединения держателя инструмента со шпинделем расположен шарнир, а у жесткой его нет.

Для расчётов напряженно-деформированного состояния деталей требуется так называемая *твердотельная модель*, которая составлена с учетом сделанных ниже допущений и упрощений и представляет собой зажатый в пиноли шпиндель с держателем и пилотом, вставленным свободно в направляющую втулку. Для того, чтобы можно было сравнить какие-то конкретные станки, выполняющие одну и ту же операцию, были сделаны некоторые допущения:

1) поскольку наибольшее влияние на податливость оказывает нормальная составляющая P_y , допускается, что именно такая сила и действует на резец в направлении, перпендикулярном оси растачиваемого седла,

2) эта сила одинакова для всех станков и является аналогом единичной силы, прочими составляющими усилия резания пренебрегается,

3) седло, направляющая втулка, шпиндели станков и инструмент одинаковы, деформацию седла по сравнению с деформацией шпиндельной системы станка полагаем пренебрежимо малой.

Другие особенности задачи, которые необходимо учитывать для достижения решения, связаны с некоторыми дополнительными допущениями и упрощениями. Так, для простоты было принято,

что в подвижных соединениях типа "пилот-втулка" скольжение есть, а происходит без зазора. Условие беззазорности обязательно, иначе на результаты расчетов повлияют зазоры (а они являются вредным фактором в данном технологическом процессе и их устранение составляют задачу отдельного исследования).

Шпиндель был взят полый, диаметром 80 мм и стенкой 7 мм, а на высоте от резца 250 мм у жесткой и 120 мм у шарнирной схемы он вставлен в неподвижную втулку (пиноль). Принципиальной разницы, где расположена пиноль, нет, но выбранные размеры ориентировочно характерны для выполненных конструкций станков [6].

В расчетах шпиндели были нагружены одинаковой и постоянной по времени поперечной силой (точечной нагрузкой) в 100 Н. В целом можно было выбрать любое другое значение силы, но важно, чтобы она была одинаковой для обеих схем. Место приложения силы – нижний край держателя инструмента, примерно там и расположен резец в выполненных конструкциях (рис.3,4).

Направляющие пилоты в направляющей втулке имели скользящую (но беззазорную) посадку, как и в реальных конструкциях (вариации шарнирной схемы, где пилот зажат в направляющей втулке и скользит в держателе, не оказывают влияние на результат).

Высота седла от направляющей втулки также принята одинаковой и равной 35 мм. Кроме того, пиноль, седло и направляющая втулка полагались в расчетах недеформируемыми, шпиндель – зажатым неподвижно в пиноли, а коэффициенты трения соответствовали скольжению стальных гладких поверхностей в присутствии смазки. Такие граничные условия, возможно, вносят некоторую погрешность в расчеты абсолютных значений жесткости и податливости, но существенно упрощают задачу и практически не влияют на результаты сравнения жесткости (податливости) разных конструктивных схем.

Далее было выполнено конечно-элементное моделирование обеих конструктивных схем станков с целью определения напряженно-деформированного состояния шпиндельного узла, при этом для расчетов использовался популярный программный комплекс ANSYS [8,9].

Принятая твердотельная модель разбивалась на элементы конечно-элементной сетки с помощью специальных алгоритмов с использованием встроенного в программу сеткоразбивателя (порядка 40 тысяч элементов для каждой модели), в результате чего была создана математическая модель каждого шпинделя (рис.8).

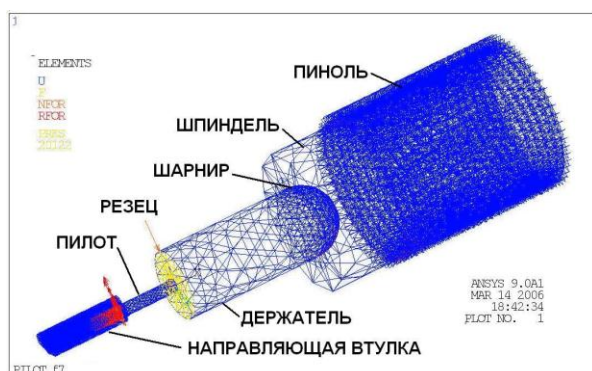


Рис.8. Расчетная схема (математическая модель) шпиндельной системы шарнирного типа

Далее, после отладки всех процессов, был проведен сам вычислительный эксперимент, в процессе которого было получено решение – напряженно-деформированное состояние элементов конструкции станков обеих схем, а именно, шпинделя и направляющего пилота.

Сравнение жесткости (податливости) различных конструктивных схем станков

Результаты моделирования деформации шпинделей в обоих конструктивных схемах представлены в виде так называемых *контурных диаграмм*, при этом масштаб деформаций для большей наглядности (лучшей визуализации деформаций) выбран 2000:1 в обоих случаях.

На диаграммах также хорошо видно, что при диаметре пилота 7 мм податливость (отжатие резца) в жесткой схеме без шарнира (0,0033мм) примерно в четыре с половиной раза меньше, чем податливость в схеме с шаровым шарниром (0,0149мм).

Физический смысл разницы (рис.9) объясняется тем, что в жесткой схеме жесткость во многом обеспечивается толстым шпинделем, а в шарнирной схеме, в основном, тонким пилотом.

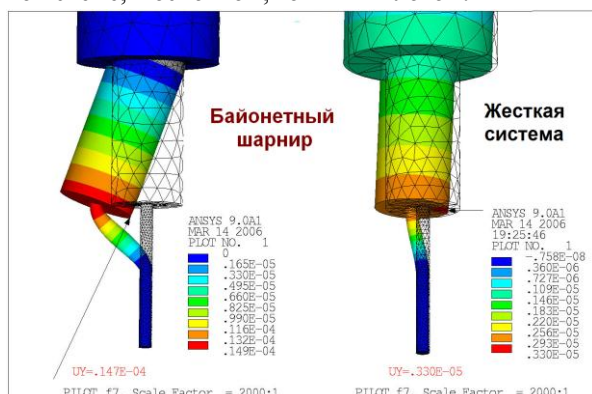


Рис.9. Сравнение напряженно-деформированного состояния шпиндельных систем при диаметре пилота 7 мм (масштаб деформаций 2000:1) показывает увеличенную в 4,5 раза податливость шарнирной схемы

Очевидно, тонкий пилот не может противостоять усилию от резца так, как это делает мощный шпиндель. В результате жесткая система воспринимает боковую нагрузку (нормальную силу) шпинделем с небольшой степенью опоры на пилот – шпиндель в жесткой схеме работает как балка, имеющая жесткую заделку с одной стороны с опорой на тонкий пилот с другой (рис.10).

У шарнирной схемы шарнир практически полностью развязывает держатель от шпинделя. Тогда какой бы ни был шпиндель мощный, и где бы он ни был закреплен, держатель с резцом, опертый, с одной стороны, на шарнир, а с другой – на тонкий пилот, при боковой нагрузке просто повернется в шарнире, резко загрузив и деформировав пилот. В таком случае шпиндель останется практически ненагруженным, в то время как нагрузки на пилот (и его деформации) резко возрастут. Такая особенность конструкции при диаметре пилота 7 мм и привела к такой значительной разнице деформации в зоне расположения резца по сравнению с жесткой схемой.

Исследование областей применения различных конструктивных схем станков

Учитывая найденный характер и причины деформаций, необходимо рассмотреть, что будет происходить при уменьшении и увеличении диаметра пилота (стержня клапана).

Очевидно, при уменьшении диаметра пилота разница в жесткости конструкций может еще больше увеличиться. К примеру, некоторые производители декларируют отличную работу своих станков до размера пилота в 4 мм. Такое утверждение теперь может быть легко проверено с помощью моделирования.

Действительно, если перейти к модели с уменьшенным до 4 мм диаметром пилота, то в жесткой схеме можно видеть вполне обнадеживающую картину – деформации изменились очень незначительно, они выросли всего лишь на 15% – с 3,3 мкм (рис.9) до 3,8 мкм.

Этот результат говорит об универсальности жесткой схемы, т.е. пригодности ее для любых размеров клапанов и седел, и полностью подтверждает первоначальные предположения о том, что в жесткой схеме жесткость задает мощный шпиндель, а пилот играет лишь вспомогательную роль.

Совершенно обратная картина обнаружилась в шарнирной схеме. Поскольку здесь вся жесткость оказалась сосредоточена в самом пилоте, при уменьшении его диаметра с 7 мм до 4 мм деформации от заданной боковой нагрузки возросли с 0,0149 мм до 0,117 мм, т.е. в почти в 8 раз. В итоге разница в податливости (жесткости) шарнирной и жесткой схем выросла еще более чем в пять раз и достигла 30.



Рис.10. Жесткая шпиндельная система (слева) и характер ее деформации (справа)

Такая значительная деформация (податливость) свидетельствуют о фактической неэффективности применения шарнирных шпиндельных систем для обработки седел головок цилиндров с малым диаметром стержня клапана. Данную особенность шарнирной схемы можно проиллюстрировать так: при исходной несоосности седла и резца усилие резания по окружности вращения резца будет циклически изменяться, в результате чего чрезмерная податливость схемы может привести к невозможности исправить несоосность и другие дефекты седла.

В результате резец в станке шарнирного типа будет преимущественно выглаживать седла, а устранение несоосности рабочей фаски седла относительно направляющей втулки и исправление погрешности предварительной обработки седла при производстве или неравномерного износа при ремонте станут возможными, главным образом, лишь путем длительной обработки.

Однако при увеличении диаметра пилота разница в жесткости (податливости) схем быстро уменьшается, и при диаметре стержня клапана свыше 9-10 мм практически становится незначительной (рис.11). Это означает, что в области больших диаметров стержня клапана (а это большие и/или старые двигатели) шарнирные шпиндельные системы вполне работоспособны и могут выполнять необходимые производственные и/или ремонтные задачи (рис.12).

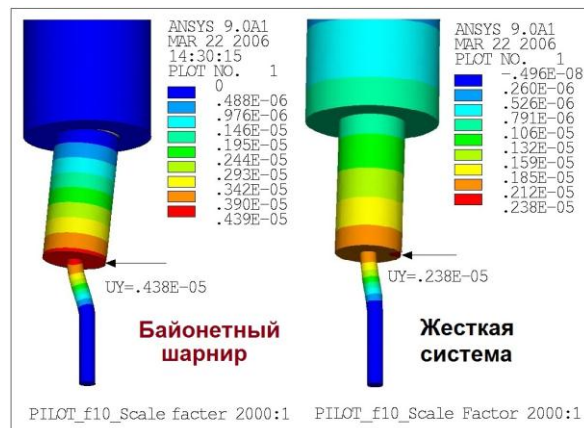


Рис.11. При диаметре пилота 10 мм и более разница в жесткости (податливости) шпиндельных систем становится незначительной

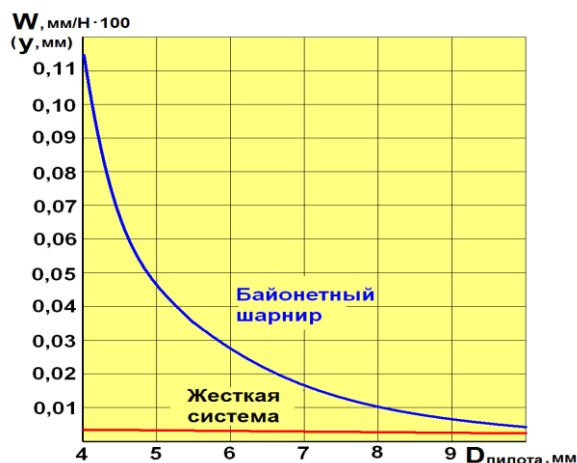


Рис.12. Сравнение податливости шпиндельной системы от диаметра пилота (стержня клапана) для различных конструктивных схем станков для обработки седел позволяет четко установить область их применения

Заключение

Выполненное исследование известных конструктивных схем станков для обработки седел в головках цилиндров ДВС – жесткой и шарнирной, показывает, что чем меньше диаметр направляющего пилота (стержня клапана), тем больше шарнирная схема станка уступает жесткой схеме. Согласно результатам моделирования напряженно-деформированного состояния шпиндельной системы, жесткая конструктивная схема обладает одинаково высокой жесткостью и точностью во всем диапазоне размеров клапанов и седел. Напротив, шарнирная схема фактически оказывается малоэффективной для обработки седел клапанов у двигателей с малым диаметром стержня клапана (менее 7 мм) и может эффективно применяться только при

больших диаметрах стержня клапана, 9-10 мм и более.

Полученный результат определяет области применения станков данного типа: станки жесткой схемы обладают универсальностью во всем диапазоне областей возможного применения, в то время как станки шарнирной схемы целесообразно применять для обработки седел клапанов у больших дизелей, а также старых двигателей, выпущенных 20-40 и более лет назад.

Список литературы:

1. Проников А.С., Борисов Е.И., Бушуев В.В. и др. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Том 2, часть 1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков [Текст]. Справочник-учебник. В 3-х томах / Под. общ. ред. А.С.Проникова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. - 371 с. 2. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков [Текст] / Д.Н.Решетов, В.Т.Портман. - М.: Машиностроение, 1986. - 336 с. 3. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст] / А.Э.Хрулев. - М.: Изд-во "За Рулем", 1998. - 480 с. 4. Петрищев И., Хрулев А. Ремонт головок блока цилиндров: цена несоосности, ч.1 [Текст] / И.Петрищев, А.Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2005. - №12. - С. 16-21. 5. Хрулев А., Петрищев И. Мнение все то же [Текст] / А.Хрулев, И.Петрищев // Правильный автосервис. - 2006. - №12. - С.42-45. 6. Хрулев А., Петрищев И., Грузинский С. "Пластиковые" станки или Насколько серьезен вопрос выбора станочного оборудования [Текст] / А.Хрулев, И.Петрищев, С.Грузинский // Автомобиль и

сервис. - 2008. - №12. - С. 10-13. Сегерлинг Л. Применение метода конечных элементов [Текст] / Л.Сегерлинг. - М.: "Мир", 1979. - 392 с. 8. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах [Текст] / Под общей редакцией Д.Г.Красковского. - М.: Изд-во "КомпьютерПресс", 2002. - 224 с. 9. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D. - ANSYS, Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, 1999. - 1286 p.

Bibliography (transliterated):

1. Pronikov, A.S., Borisov, E.I., Bushuev, V.V. (1995), Designing of Machine Tools and Machine Tool Systems. Volume 2, Part 1: Calculation and Designing of Machine Units and Elements. Handbook-Tutorial [Proektirovanie metallorejuschikh stankov i stanochykh system. Tom 2, chast 1. Raschet i konstruirovaniye uzlov i elementov stankov. Spravochnik-uchebnik], MG TU im. N.E.Baumana, Mashinostroenie, Moscow, 371 p. 2. Reshetov, D.N., Portman, V.T. (1986) Precision of cutting machines [Tochnost metallorejuschikh stankov], Mashinostroenie, Moscow, 336 p. 3. Khrulev, A.E. (1998), Repair of foreign cars engines [Remont dvigatelei zarubejnykh avtomobilei], Izdatelstvo Za Rulem, Moscow, 480 p. 4. Petrishev, I., Khrulev, A. (2005), Cylinder heads repair: price of misalignment, Part 1 [Remont golovok bloka cilindrov: tcena nesooosnosti, chast 1], Avtomobil i service, No.12, pp. 16-21. 5. Khrulev, A., Petrishev, I. (2006), Opinion remains the same [Mnenie vse to je], Pravilnyi avtoservice, No.12, pp. 42-45. 6. Khrulev, A., Petrishev, I., Gruzinskiy, S. (2008), "Plasticine" machines or How serious is a matter of choosing of the machine tools ["Plastilinoovie" stanki ili Naskolko seriozen vopros vibora stanochnogo oborudovaniya?], Avtomobil i service, No.12, pp. 10-13. 7. Segerling, L. (1979), Applied Finite Element Analysis [Primenenie metoda konechnikh elementov], Mir, Moscow, 392 p. 8. Basov, K.A. (2002), ANSYS in Examples and Tasks [ANSYS v primerakh i zadachakh], ComputerPress, Moscow, 224 p. 9. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D. - ANSYS, Inc., Southpointe 275 Technology Drive, Canonsburg, PA 15317, 1999. - 1286 p.

Поступила в редакцию 01.06.2016 г.

Хрулев Александр Эдуардович - канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник, руководитель Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", член Палаты судебных экспертов, Москва, РФ, email: ab@ab-engine.ru.

Грузинский Семен Вячеславович - инженер-конструктор Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", Москва, РФ, email: abconst-net@mail.ru.

Кочуренко Юрий Вильевич - руководитель Центра механической обработки "АБ-Инжиниринг", Одесса, Украина, email: osuma@mail.ru.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ОБЛАДНАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ КЛАПАННИХ СІДЕЛ У ГОЛОВКАХ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

А.Е. Хрулев, С.В. Грузинський, Ю.В. Кочуренко

Наведено загальний підхід при виборі обладнання для обробки клапанних сідел у головках циліндрів ДВЗ, у тому числі, для дрібносерійного, дослідного виробництва та ремонту. Виконано чисельне моделювання напружено-деформованого стану шпиндельних вузлів для різних конструктивних схем, закладених в основу спеціалізованих верстатів для обробки сідел основних світових виробників обладнання даного типу. За результатами моделювання встановлені області застосування різних типів верстатів залежно від розмірів оброблюваних сідел, що дозволяє дати практичні рекомендації щодо вибору обладнання для вирішення конкретних виробничих завдань.

APPLICATION OF NUMERICAL SIMULATION AND COMPARATIVE ANALYSIS OF THE MACHINE ARRANGEMENTS TO INCREASING THE ACCURACY OF ICE CYLINDER HEAD VALVE SEATS MACHINING

A.E. Khrulev, S.V. Gruzinskiy, Y.V. Kochurenko

The article provides a general approach to choosing equipment for machining cylinder head valve seats of ICE including short-run, experimental manufacturing and repair. The authors have carried out numerical simulation of stress-strain state of spindle units for various machine arrangements put in the base of specialized machines for valve seats machining manufactured by the main world brands of this equipment type. The results of simulation aid in determining the fields of application for different types of machines depending on the sizes of seats to be machined, which allows giving practical recommendations regarding the choice of equipment for solving specific production tasks.