



**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2011105673/06, 15.02.2011

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
15.02.2011

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 15.02.2011

(45) Опубликовано: 10.08.2012 Бюл. № 22

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: SU 1437716 A1, 15.11.1988. RU 2157984 C1, 20.10.2000. US 2002062685 A, 30.05.2002. US 4736626 A, 12.04.1988.

Адрес для переписки:

410054, г.Саратов, ул. Политехническая, 77,
СГТУ, патентно-лицензионный отдел ЦГТ

(72) Автор(ы):

Гребенников Сергей Александрович (RU),
Гребенников Александр Сергеевич (RU),
Петров Максим Геннадьевич (RU),
Федоров Дмитрий Викторович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

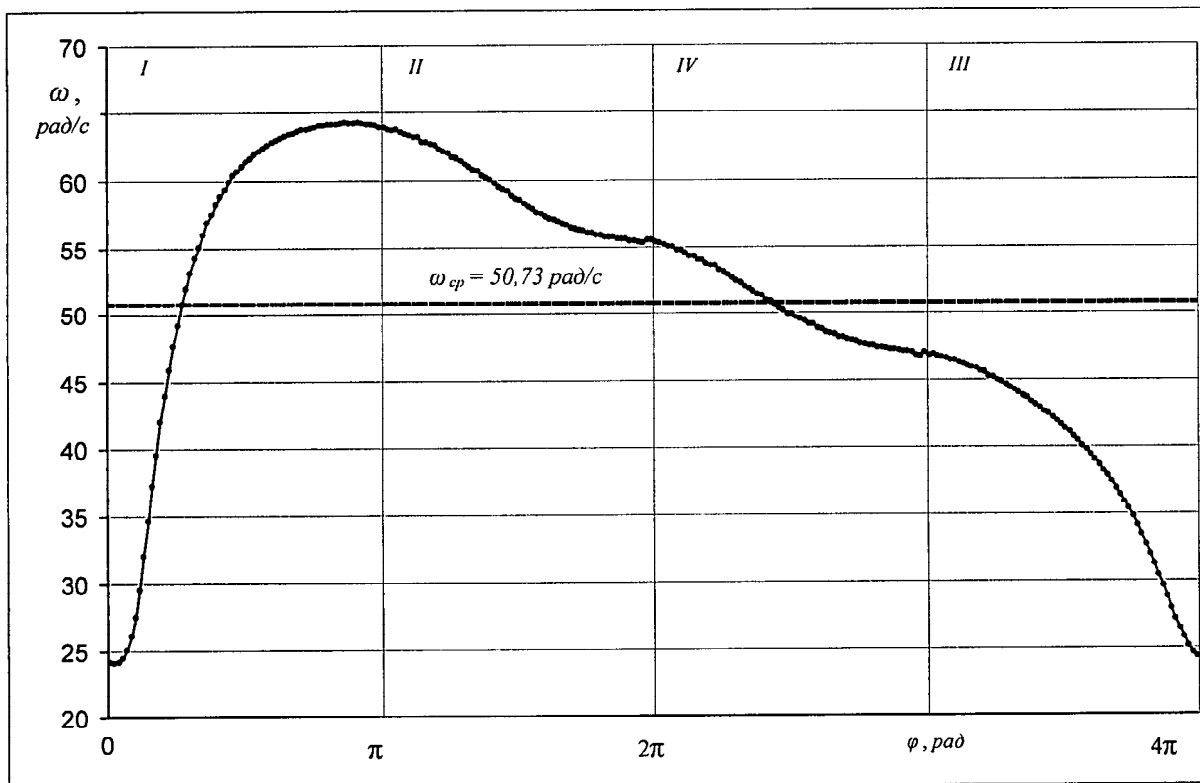
Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального
образования "Саратовский государственный
технический университет" (СГТУ) (RU)

**(54) СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

(57) Реферат:

Изобретение относится к двигателестроению, в частности к способам испытания для определения технического состояния механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Способ диагностирования механизма газораспределения ДВС заключается в том, что цилиндры двигателя декомпрессируют, прокручивают коленчатый вал, регистрируют изменение его угловой скорости, определяют значения амплитуд и фаз экстремумов угловых ускорений коленчатого вала и по их отклонению от нормативных значений делают

заключение о техническом состоянии механизма газораспределения. Прокручивание коленчатого вала осуществляют в режиме холостого при заданной частоте вращения. Прокручивание осуществляется за счет одного работающего цилиндра при декомпрессированных остальных. Регистрацию изменения угловой скорости осуществляют в пределах полного кинематического цикла за периоды, соответствующие тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах. Технический результат заключается в исключении дополнительных погрешностей при измерении. 3 ил.



Фиг.1



FEDERAL SERVICE
FOR INTELLECTUAL PROPERTY

(12) ABSTRACT OF INVENTION(21)(22) Application: **2011105673/06, 15.02.2011**(24) Effective date for property rights:
15.02.2011

Priority:

(22) Date of filing: **15.02.2011**(45) Date of publication: **10.08.2012 Bull. 22**

Mail address:

**410054, g.Saratov, ul. Politekhnikeskaja, 77,
SGTU, patentno-litsenzionnyj otdel TsTT**

(72) Inventor(s):

**Grebennikov Sergej Aleksandrovich (RU),
Grebennikov Aleksandr Sergeevich (RU),
Petrov Maksim Gennad'evich (RU),
Fedorov Dmitrij Viktorovich (RU)**

(73) Proprietor(s):

**Gosudarstvennoe obrazovatel'noe uchrezhdenie
vysshego professional'nogo obrazovanija
"Saratovskij gosudarstvennyj tekhnicheskij
universitet" (SGTU) (RU)****(54) METHOD OF DIAGNOSING ICE VALVE TIMING GEAR**

(57) Abstract:

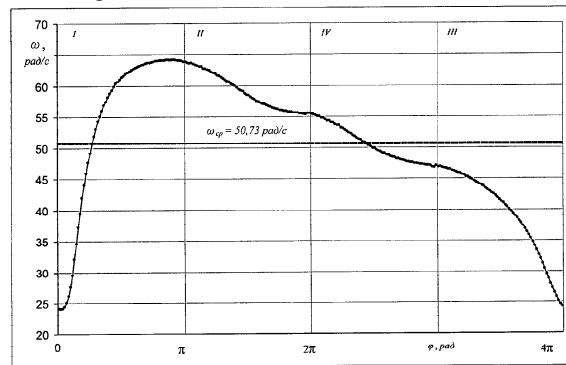
FIELD: engines and pumps.

SUBSTANCE: invention relates to testing ICE valve timing gear. Proposed method comprises decompressing engine cylinders, cranking engine crankshaft, registering crankshaft angular speed variation, defining amplitudes and phases of crankshaft angular acceleration extremums. Deviation from the latter is used to decide on the state of valve timing gear. Crankshaft is cranked in idling at preset rpm. Cranking is carried by one operating cylinder with other cylinders being decompressed. Angular speed variation is registered within complete kinematic cycle for periods corresponding to

expansion strokes in decompressed cylinders.

EFFECT: ruled out extra errors in measurements.

3 dwg



Фиг.1

Изобретение относится к двигателестроению, в частности к способам испытания и диагностирования двигателя внутреннего сгорания, и может быть использовано для определения технического состояния механизма газораспределения в процессе изготовления, эксплуатации, технического обслуживания и ремонта двигателя внутреннего сгорания.

Известны виброакустические способы диагностирования механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания путем определения значений амплитуд виброимпульсов и фазовых сдвигов по углу поворота коленчатого вала относительно положений верхних мертвых точек поршней цилиндров. Виброакустические импульсы регистрируются в моменты посадки впускных и выпускных клапанов при работе двигателя на установившемся скоростном режиме холостого хода [1] или при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя от 800...1000 мин⁻¹ до максимальных оборотов [2]. Сравнивая полученные значения диагностических параметров с их номинальными значениями, делают заключение о техническом состоянии механизма газораспределения, главным образом, тепловых зазорах сопряжений «стержень клапана - коромысло».

Недостатками виброакустического способа являются низкая точность и не универсальность использования средств диагностирования, его реализующего, для всего многообразия конструкций ДВС. При диагностировании механизма газораспределения по этому способу серьезные трудности возникают с определением места и способа установки датчика вибрации. Сигналы, идущие от отдельных клапанов, проходят до датчика различный путь и через разные среды в корпусе двигателя, поэтому их энергия будет неодинаковой, что затрудняет расшифровку получаемой информации и снижает точность диагностирования. Из-за значительного разброса частот собственных колебаний основных элементов в различных моделях двигателей создание универсального устройства для диагностирования механизма газораспределения виброакустическим способом практически невозможно. Использование ряда специализированных средств диагностирования для каждой модификации двигателей экономически и технически неоправданно.

Существуют также способы диагностирования механизма газораспределения, основанные на измерении показателей линейных перемещений различных его элементов с помощью магнитоэлектрических преобразователей [3].

Основной их недостаток заключается в том, что материал клапанных крышек должен изготавливаться из немагнитных материалов (алюминиевых сплавов или пластмасс) и желательно прозрачных, так как установка датчиков должна быть строго ориентированной относительно положений, например, коромысел клапанного механизма. Точность диагностирования этими методами недостаточная по причине нарушения центровки установленного датчика относительно контролируемого элемента, которая изменяется по мере изнашивания сопряжении механизма газораспределения в процессе эксплуатации двигателя.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому эффекту к заявляемому способу является выбранный в качестве прототипа способ диагностирования клапанных пружин газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания путем оценки их жесткости при заданной частоте вращения, заключающийся в том, что двигатель декомпрессируют, прокручивают от внешнего привода при заданной частоте вращения, регистрируют изменение угловой скорости распределительного (коленчатого) вала в пределах полного кинематического цикла, а жесткость пружин оценивают по изменению амплитуд и фаз экстремумов угловой

скорости [4].

За значения фаз экстремумов угловой скорости принимают интервалы угла поворота коленчатого вала от положений, соответствующих нахождению поршня конкретного цилиндра в верхней мертвой точке (ВМТ), до положений, соответствующих значению минимальной или максимальной угловых скоростей коленчатого вала, определенных на участках ее изменения при осуществлении полного такта расширения в этом цилиндре.

Недостатками этого способа диагностирования являются узкая специализация, направленная на определение технического состояния только клапанных пружин, и недостаточная точность. Низкая точность способа обусловлена следующими причинами. Вследствие наличия операции прокручивания коленчатого вала декомпрессированного двигателя стартером из-за динамического взаимодействия (соударений) зубьев ведущей шестерни стартера с венцом маховика, полученная электронным тахометром диаграмма изменений угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота представляет собой цепь высокочастотных пикообразных колебаний угловой скорости относительно действительных их значений. Наложение высокочастотной составляющей на низкочастотную составляющую изменения угловой скорости коленчатого вала искажает реальный закон ее изменения. В процессе эксплуатации двигателя техническое состояние зубчатого зацепления «стартер - венец маховика» постоянно ухудшается, следовательно, погрешность определения значений амплитуд и фаз экстремумов угловой скорости с увеличением наработки двигателя будет также увеличиваться. Экспериментальные данные свидетельствуют, что на режимах прокрутки двигателя даже при допустимых износах зубчатого зацепления, отдельные последовательные значения мгновенных угловых скоростей коленчатого вала по углу его поворота на некоторых участках ее изменения имеют размах колебаний, противоречащий физическому смыслу. Существующие математические алгоритмы сглаживания полученных зависимостей мгновенных угловых скоростей (ускорений) коленчатого вала от угла его поворота методами скользящих медиан, наименьших квадратов [5], другими их аналогами не позволяют добиться удовлетворительной точности определения значений амплитуд и фаз экстремумов угловой скорости коленчатого вала. Дополнительную трудность при создании алгоритмов учета и снижения влияния погрешности от высокочастотной составляющей угловой скорости вносит несистематический характер изменения зазоров в зацеплениях зубьев шестерни стартера и венца маховика, поскольку их передаточное число подбирается таким образом, чтобы повторное взаимодействие одних и тех же зубьев в зацеплении было минимально возможным (не менее чем через 100 оборотов коленчатого вала). Совокупность этих причин приводит к уменьшению точности и достоверности известного способа диагностирования.

Задачей предлагаемого изобретения является повышение точности диагностирования технического состояния механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания за счет исключения операции прокручивания коленчатого вала двигателя внешним приводным устройством (стартером).

Поставленная задача решается тем, что в способе диагностирования механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания, заключающемся в том, что цилиндры двигателя декомпрессируют, коленчатый вал прокручивают при заданной частоте вращения, регистрируют изменение угловой скорости коленчатого вала в пределах полного кинематического цикла, согласно предлагаемому техническому решению прокрутку коленчатого вала осуществляют при работе двигателя в режиме

холостого хода на одном цилиндре при декомпрессированных остальных, по изменению угловой скорости определяют зависимость углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота за периоды, соответствующие тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах, определяют значения амплитуд и фаз экстремумов угловых ускорений коленчатого вала в данных периодах и по их отклонению от нормативных значений делают заключение о техническом состоянии механизма газораспределения.

Отличием настоящего технического решения от прототипа является то, что для максимального учета всех факторов, влияющих на точность определения технического состояния механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания, значения угловой скорости и ускорения коленчатого вала при его прокручивании определяют без погрешностей, вносимых динамическим взаимодействием внешнего приводного устройства - стартера - с зубчатым венцом маховика двигателя. В результате естественного вращения коленчатого вала за счет запасенной кинетической энергии от работы двигателя внутреннего сгорания на одном цилиндре измеренные значения мгновенных угловых скоростей коленчатого вала по углу его поворота в наибольшей степени соответствуют реальным их значениям. Следовательно, определенные по ним значения амплитуд и фаз экстремумов углового ускорения коленчатого вала на исследуемых интервалах их изменения будут более точными и не зависящими от технического состояния зубчатого зацепления «стартер - венец маховика».

Совокупность перечисленных признаков позволяет достичь необходимого технического результата, заключающегося в повышении точности определения технического состояния механизма газораспределения ДВС.

Сущность заявляемого изобретения поясняется графиками, где на фиг.1 приведена зависимость внутрицикловой угловой скорости ω коленчатого вала от угла его поворота φ при работе двигателя $4 \times 9,2/9,2$ на одном, первом (I) по порядку работы цилиндре, с декомпрессированными остальными цилиндрами (II, IV и III) в режиме холостого хода со средней угловой скоростью $\omega = 50,7$ рад/с; на фиг.2 изображена зависимость углового ускорения ϵ коленчатого вала от угла его поворота φ в угловом интервале $\pi \dots 2\pi$, соответствующая зависимости $\omega = f(\varphi)$ при осуществлении такта расширения в декомпрессированном II цилиндре (фиг.1); на фиг.3 - зависимость углового ускорения ϵ коленчатого вала от угла его поворота φ в угловом интервале $2\pi \dots 3\pi$, соответствующая зависимости $\omega = f(\varphi)$ при осуществлении такта расширения в декомпрессированном IV цилиндре (фиг.1):

I, II, IV и III - угловые интервалы поворота коленчатого вала, соответствующие тактам расширения в первом, втором, четвертом и третьем цилиндрах (по порядку их работы);

1, 2 - соответственно зависимости $\epsilon = f(\varphi)$ по экспериментальным данным и аппроксимирующая их по методу наименьших квадратов;

$A_{\epsilon II}$, $A_{\epsilon IV}$ - значения амплитуд углового ускорения коленчатого вала в пределах угловых интервалов, соответствующих тактам расширения во втором и четвертом декомпрессированных цилиндрах двигателя;

$\varphi_{\epsilon II \max}$, $\varphi_{\epsilon IV \max}$ - значения фаз экстремумов максимальных величин углового ускорения коленчатого вала в угловых интервалах, соответствующих тактам расширения во втором и четвертом декомпрессированных цилиндрах двигателя;

$\varphi_{\epsilon II \min}$, $\varphi_{\epsilon IV \min}$ - значения фаз экстремумов минимальных величин углового ускорения коленчатого вала в этих же угловых интервалах.

Предлагаемый способ основан на следующих теоретических предпосылках.

Работа двигателя внутреннего сгорания на одном цилиндре с декомпрессированными остальными цилиндрами в режиме холостого хода традиционно характеризуется некоторыми средними значениями частоты вращения, индикаторным моментом и моментом механических потерь, которые относят к циклу его работы. При этом индикаторный момент M_i от работы одного цилиндра полностью расходуется на преодоление момента $M_{мех}$ механических потерь в подвижных элементах двигателя в пределах цикла его работы, то есть $M_i = M_{мех}$. В интервалах угла поворота коленчатого вала $\pi \dots 2\pi$, $2\pi \dots 3\pi$ и $3\pi \dots 4\pi$ (фиг.1), соответствующих тактам расширения в декомпрессированных втором, четвертом и третьем цилиндрах (по порядку их работы) коленчатый вал осуществляет «выбег». Изменение (снижение) угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота в процессе «выбега» осуществляется за счет расхода запасенной кинетической энергии вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя на преодоление его внутренних механических потерь. Поскольку в действительности момент $M_{мех\varphi}$ механических потерь двигателя по углу φ поворота коленчатого вала в пределах осуществления такта расширения в каждом цилиндре является величиной переменной, то и угловая скорость коленчатого вала изменяется по нелинейной зависимости. Взаимосвязь момента $M_{мех\varphi}$ механических потерь двигателя с угловой скоростью со коленчатого вала по углу его поворота определяется уравнением динамики ДВС в соответствии с принципом Даламбера [6, с.113-115]

$$M_{мех\varphi} = J\omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2} = J \cdot \varepsilon + \frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}, \quad (1)$$

где J - значение момента инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, приведенных к оси коленчатого вала;

ε - угловое ускорение коленчатого вала.

В зависимости (1) многочлен $\frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2}$ - определяет переменную по углу φ поворота

коленчатого вала составляющую момента $M_{П\varphi}$ инерционных сил от возвратно-поступательно движущихся масс поршней и части массы шатунов, отнесенных к осям поршневых пальцев соответствующих цилиндров.

Мгновенное значение момента механических потерь $M_{мех\varphi}$ по углу φ поворота коленчатого вала на участках выбега, соответствующих периодам осуществления такта расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах (фиг.1), определяется следующими составляющими

$$M_{мех\varphi} = M_{МГР\varphi} + M_{ЦПГ\varphi} + M_{Т\varphi} + M_{П\varphi}, \quad (2)$$

где $M_{МГР\varphi}$ - момент, затрачиваемый на привод механизма газораспределения;

$M_{ЦПГ\varphi}$ - момент от сил трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ);

$M_{Т\varphi}$ - момент от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и приводах вспомогательных механизмов;

$M_{П\varphi}$ - момент от возвратно-поступательно движущихся масс двигателя.

Отсутствие в зависимости (2) суммарного значения момента $M_{мех\varphi}$ механических потерь составляющих механических потерь от действия компрессионных сил и насосных потерь значительно повышают удельный вес механических потерь $M_{МГР\varphi}$, затрачиваемых на привод механизма газораспределения, что позволяет использовать показатели его изменения по углу поворота коленчатого вала в качестве

диагностических. Аналитические и экспериментальные результаты исследования многих моделей автотракторных двигателей (Волжского автомобильного, Заволжского моторного, Алтайского моторного и Владимирского тракторного заводов) подтвердили возможность использования показателей амплитуд и фазовых сдвигов экстремальных значений суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь в качестве диагностических применительно к определению технического состояния механизма газораспределения, прежде всего, четырехцилиндровых четырехтактных ДВС, у которых период изменения суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ равен π и соответствует периоду осуществления такта расширения в цилиндрах.

Выполненный на примере бензинового четырехцилиндрового двигателя Заволжского моторного завода (ЗМЗ) 4×9,2/9,2 анализ абсолютных значений и внутрицикловых изменений отдельных составляющих суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь в соответствии с зависимостью (2) для режима малых значений угловой скорости прокрутки коленчатого вала ($\omega=40\dots70$ рад/с) в угловых периодах, соответствующих осуществлению такта расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах (фиг.1), показал:

доля переменного момента в суммарном моменте J инерции двигателя составляет 1...2,7%. Численное значение переменного момента от сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей четырехтактных 4-цилиндровых рядных ДВС

$$M_{\text{П}\varphi} = \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = 2mR^2\omega^2\sin 2\varphi + mR^2\omega^2\lambda^2\sin 4\varphi, \quad (3)$$

где m - масса возвратно-поступательно движущихся частей;

R - радиус кривошипа;

$\lambda=R/l$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Для двигателя ЗМЗ 4×9,2/9,2 момент $M_{\text{П}\varphi}$ от возвратно-поступательно движущихся масс по углу φ поворота коленчатого вала изменяется в незначительных пределах - от 0 до ± 5 Н·м по синусоидальной зависимости. В процессе эксплуатации ДВС максимальное и минимальное значения момента $M_{\text{П}\varphi}$ и их фазовые положения по углу поворота коленчатого вала относительно верхних мертвых точек (ВМТ) соответствуют углам φ , равным 0, $\pi(180^\circ)$, $2\pi(360^\circ)$, $3\pi(540^\circ)$, см. фиг.1...3) остаются неизменными, так как износ сопряжении возвратно-поступательно движущихся масс пренебрежительно мал;

момент $M_{\text{Т}\varphi}$ от действия сил трения в подшипниках коленчатого вала и на привод вспомогательных механизмов и систем ДВС ($\approx 25\%$ от $M_{\text{мех}\varphi}$) считается практически постоянной величиной по углу поворота коленчатого вала, не оказывающей влияния на внутрицикловые изменения амплитуд колебаний суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$, механических потерь и фазовых положений его экстремумов;

переменное значение $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ от сил трения в сопряжениях цилиндропоршневой группы имеет характерную закономерность, особенность которой - постоянное, не зависящее от технического состояния ЦПГ, фазовое положение экстремальных значений по углу φ поворота коленчатого вала. Переменная составляющая момента $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ изменяется от 0 до 10 Н·м с периодом, равным периоду изменения крутящего момента - π . Максимального значения величина $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ достигает при $\varphi \approx 0,45\pi$ относительно положений коленчатого вала, при которых поршни в цилиндрах находятся в ВМТ, $M_{\text{ЦПГ}\varphi}=0$ при положениях коленчатого вала, соответствующих нахождению поршней в ВМТ (НМТ) цилиндров. Эти периодические колебания момента $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ отражаются на изменении суммарного момента механических потерь

$M_{\text{мех}\varphi}$, но они идентичные относительно ВМТ поршней всех цилиндров, как по амплитуде колебаний, так и по фазовым положениям их экстремумов. Установлено, что в процессе эксплуатации ДВС из-за изменения технического состояния сопряжений ЦПГ амплитуда колебаний момента $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ и, соответственно, суммарного момента механических потерь $M_{\text{мех}\varphi}$ в пределах периода изменения крутящего момента может незначительно снижаться. По экспериментальным данным при прокручивании коленчатого вала в диапазоне угловых скоростей $\omega=40\ldots 70$ рад/с декомпрессированного двигателя ЗМЗ 4×9,2/9,2 с предельно изношенными элементами ЦПГ значения амплитуд колебаний момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь в периодах, соответствующих осуществлению такта расширения в декомпрессированных цилиндрах, уменьшились на 5...7% относительно номинальных их значений, однако значения фазовых положений экстремумов момента $M_{\text{мех}\varphi}$ оставались неизменными;

величина нормальных усилий на профиль каждого кулачка распределительного вала двигателя ЗМЗ 4×9,2/9,2 от действия сил упругости клапанных пружин (без учета сил трения) в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала составляет 400...1015 Н, а значение крутящего момента $M_{\text{МГР}\varphi}$, затрачиваемого на привод механизма газораспределения, периодически изменяется от -7 до +7 Н·м (при открытии клапана энергия потребляется, а при закрытии - возвращается). В многоцилиндровых ДВС в каждый угловой период, соответствующий осуществлению такта расширения в каком-либо цилиндре при закрытых клапанах, одновременно осуществляется открытие впускного и выпускного клапанов, принадлежащих другим цилиндрам. Например, в угловом интервале $\pi\ldots 2\pi$ поворота коленчатого вала при осуществлении такта расширения в декомпрессированном II цилиндре (фиг.1) осуществляется открытие выпускного клапана I цилиндра и впускного клапана III цилиндра. По этой причине текущее значение момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ определяется суммой набегающих моментов на кулачках распределительного вала от звеньев клапанного механизма соответствующих цилиндров. В двигателе ЗМЗ 4×9,2/9,2 от действия суммарного набегающего момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ на кулачках распределительного вала, с учетом сил трения в кулачковых парах, на коленчатом валу возникает перепад суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь, превышающий 28 Н·м. Для сравнения укажем, что по данным НАМИ в шестицилиндровых двигателях такой же размерности изменения момента $M_{\text{мех}\varphi}$ от действия набегающего момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ на кулачках распределительного вала достигают значений 70 Н·м [7, рис.1].

Приведенные аналитические и экспериментальные данные позволяют сделать следующие выводы:

абсолютные величины момента $M_{\text{МГР}\varphi}$, затрачиваемого на привод механизма газораспределения, по сравнению с другими составляющими $M_{\text{П}\varphi}$, $M_{\text{Т}\varphi}$ и $M_{\text{ЦПГ}\varphi}$ на 65...70% определяют суммарное мгновенное значение механических потерь, формирующих амплитуду переменного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь на коленчатом валу декомпрессированного двигателя при его прокрутке, и на 100% - фазовые сдвиги экстремумов момента $M_{\text{мех}\varphi}$;

учитывая, что 90% механических потерь от значения момента $M_{\text{МГР}\varphi}$ приходится на потери от действия сил трения в кулачковых парах [7, с.13], то показатели изменения момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь двигателя по углу поворота коленчатого вала, соответствующих периоду осуществления такта расширения в декомпрессированном цилиндре, характеризуют значения износа кулачков отдельных звеньев механизма газораспределения - пар впускных и выпускных клапанов,

работающих в данных интервалах угла поворота коленчатого вала. Так как по статистике известно, что в процессе эксплуатации ДВС предельного износа достигают один, максимум два кулачка распределительного вала, то при диагностировании механизма газораспределения в случае определения недопустимого изменения амплитуды колебаний момента $M_{\text{мех}\varphi}$ и фазовых сдвигов его экстремумов в отдельных периодах угла поворота коленчатого вала, соответствующих осуществлению такта расширения в конкретном декомпрессированном цилиндре, делают заключение о неработоспособности звеньев механизма газораспределения по причинам износа кулачков распределительного вала, увеличенных тепловых зазоров между толкателями клапанов и коромыслом, потери жесткости клапанными пружинами;

если диаграмма изменения суммарного момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь по углу поворота коленчатого вала за кинематический цикл имеет характерную особенность проявления - одинаковые по значениям приращения сдвига фаз экстремумов относительно номинальных их значений во всех периодах его изменения, то делают заключение о нарушенных фазах в механизме газораспределения. В процессе эксплуатации изменение фаз газораспределения возможно по причинам нарушенных кинематических связей в элементах механизма привода распределительного вала, погрешностей при изготовлении его деталей в процессе производства или вследствие некачественно проведенного текущего ремонта ДВС. При этом положение распределительного вала смещается на некоторый угол, значение которого одинаковое для всех его кулачков. Оценку состояния фаз газораспределения по результатам диагностирования осуществляют по измеренным значениям приращений угловых интервалов $\Delta\varphi$ фазовых сдвигов экстремумов относительно их нормативных значений в каждом периоде изменения $M_{\text{мех}\varphi}$, соответствующих осуществлению такта расширения в декомпрессированных цилиндрах ДВС.

Таким образом, доказано, что отклонение показателей технического состояния элементов механизма газораспределения от нормативных их значений при прокрутке коленчатого вала двигателя с декомпрессированными цилиндрами приводит к адекватному изменению величин амплитуд $A_{M_{\text{мех}\varphi}}$ и фазовых сдвигов $\varphi_{M_{\text{мех}\varphi}}$ экстремальных значений на диаграмме зависимости момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь в интервалах угла поворота коленчатого вала, относящихся к неисправным клапанным звеньям механизма газораспределения.

Однако непосредственное измерение мгновенных значений момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь ДВС по углу поворота коленчатого вала оперативными методами затруднено. Учитывая, что при работе двигателя в режиме холостого хода на одном цилиндре с декомпрессированными остальными цилиндрами изменения момента $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь по углу поворота коленчатого вала функционально взаимосвязаны с внутрицикловыми изменениями угловой скорости и ускорения зависимостью (2), то на практике данный способ диагностирования механизма газораспределения удобнее и точнее реализуется с помощью электронных средств измерения угловых скоростей коленчатого вала, обладающих высокой точностью, помехоустойчивостью и оперативностью.

Поскольку в формуле (2) второй многочлен $\frac{dJ}{d\varphi} \cdot \frac{\omega^2}{2} = M_{\text{П}\varphi}$ - переменный момент

от возвратно-поступательно движущихся масс ДВС при малых частотах вращения

коленчатого вала составляет незначительную величину относительно первого, независимого от угла поворота φ , то функциональная связь между моментом $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь и ускорением ε_{φ} по углу поворота коленчатого вала представляется линейной зависимостью

$$M_{\text{мех}\varphi} = J \cdot \varepsilon_{\varphi}. \quad (4)$$

Вид зависимости (4) означает, что о техническом состоянии механизма газораспределения адекватно моменту $M_{\text{мех}\varphi}$ механических потерь можно судить по показателям амплитуд и фаз экстремумов угловых ускорений ε_{φ} коленчатого вала в последовательных угловых интервалах его поворота, соответствующих тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах.

Диагностирование механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания по предлагаемому способу производят в следующей последовательности (на примере четырехцилиндрового четырехтактного двигателя ЗМЗ 4×9,2/9,2).

Двигатель прогревают до температуры $T=320...360\text{K}$ охлаждающей жидкости и моторного масла. К коленчатому валу присоединяют фотоэлектрический датчик ВЕ-178А устройства для измерения неравномерности угловой скорости коленчатого вала, выполненного, например, по а.с. СССР №832480, позволяющего непрерывно измерять его мгновенную угловую скорость через смежные угловые интервалы $0,5...1^{\circ}$ в пределах кинематического цикла двигателя (двух оборотов коленчатого вала или одного оборота распределительного вала). Начало измерений мгновенных значений угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота синхронизируют с положением поршня в верхней мертвой точке - начале такта расширения в I цилиндре. Синхронизация измерений осуществляется соответствующей ориентацией датчика ВЕ-178А относительно положения коленчатого вала двигателя и подключением индуктивного датчика устройства к высоковольтному проводу свечи зажигания I цилиндра. Цилиндры двигателя, кроме первого, декомпрессируют вывертыванием свечей зажигания.

Запускают двигатель и устанавливают заданную для конкретной модели двигателя минимальную частоту вращения коленчатого вала (для ЗМЗ 4×9,2/9,2 нормативное значение минимальной угловой скорости $\omega_{\text{НОМ}}=53\pm 3$ рад/с; на фиг.1 средняя угловая скорость коленчатого вала $\omega=50,7$ рад/с) и регистрируют изменение угловой скорости коленчатого вала по углу его поворота в пределах полного кинематического цикла двигателя. По полученной зависимости $\omega=f(\varphi)$ (фиг.1) определяют зависимости углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота в угловых интервалах $\pi...2\pi$ (фиг.2) и $2\pi...3\pi$ (фиг.3), соответствующих последовательному осуществлению тактов расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах. По зависимостям углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота в указанных периодах определяют соответствующие значения амплитуд $A_{\varepsilon\text{II}}$ (фиг.2), $A_{\varepsilon\text{IV}}$ (фиг.3) и фаз экстремумов $\varphi_{\varepsilon\text{IImax}}$, $\varphi_{\varepsilon\text{IImin}}$ (фиг.2), $\varphi_{\varepsilon\text{IVmax}}$, $\varphi_{\varepsilon\text{IVmin}}$ (фиг.3) углового ускорения, которые сопоставляют с эталонными их значениями. По результатам сравнения делают заключение о техническом состоянии звеньев механизма газораспределения, работающих в периоды $\pi...2\pi$, $2\pi...3\pi$ (фиг.1) поворота коленчатого вала, в которых осуществляются такты расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах.

Приведенные на фиг.2 и фиг.3 зависимости изменения углового ускорения коленчатого вала, соответствующие осуществлению тактов расширения в декомпрессированных II и IV цилиндрах, характеризуются следующими диагностическими параметрами:

амплитуды экстремумов по абсолютной величине

$$A_{\varepsilon II} = \varepsilon_{II \max} - \varepsilon_{II \min} = 218,0 \text{ рад/с}^2, A_{\varepsilon IV} = \varepsilon_{IV \max} - \varepsilon_{IV \min} = 179,5 \text{ рад/с}^2;$$

фазовые положения минимальных значений угловых ускорений

$$\varphi_{\varepsilon II \min} = 64,5^\circ, \varphi_{\varepsilon IV \min} = 56,5^\circ;$$

фазовые положения максимальных значений угловых ускорений

$$\varphi_{\varepsilon II \max} = 162,5^\circ, \varphi_{\varepsilon IV \max} = 161,5^\circ.$$

Для двигателей ЗМЗ 4×9,2/9,2 нормативными значениями диагностических параметров являются:

$$\text{по амплитуде } A_{\varepsilon \text{ ном}} = 205 \pm 15 \text{ рад/с}^2;$$

по фазовому положению минимального значения углового ускорения

$$\varphi_{\varepsilon \min \text{ ном}} = 64,0 \pm 2,0^\circ;$$

по фазовому положению максимального значения углового ускорения

$$\varphi_{\varepsilon \max \text{ ном}} = 162,0 \pm 2,0^\circ.$$

Результаты сравнения численных значений диагностических параметров, полученных при эксперименте, с нормативными их значениями позволяют сделать следующее заключение о техническом состоянии элементов механизма газораспределения:

значения амплитуды $A_{\varepsilon II} = 218,0 \text{ рад/с}^2$ и фаз экстремумов углового ускорения $\varphi_{\varepsilon II \min} = 64,5^\circ$, $\varphi_{\varepsilon II \max} = 162,5^\circ$ на интервале угла поворота коленчатого вала, соответствующего осуществлению такта расширения в декомпрессированном II цилиндре, не превышают нормативных значений, следовательно, техническое состояние элементов механизма газораспределения выпускного клапана I цилиндра и впускного клапана III цилиндра, работающих в этот период, соответствует нормальному их функционированию;

поскольку нет одинаковых по значениям приращений фаз экстремумов угловых ускорений относительно номинальных их значений (фазовые положения максимальных значений угловых ускорений $\varphi_{\varepsilon II \max} = 162,5^\circ$, $\varphi_{\varepsilon IV \max} = 161,5^\circ$ отличаются на 1° и находятся в допустимых пределах, а по минимальным экстремумам - $\Delta\varphi_{\varepsilon II \min} = 64,5 - 64,0 = 0,5^\circ$, $\Delta\varphi_{\varepsilon IV \min} = 64,0 - 56,5 = 7,5^\circ$), то кинематическая цепь механизма установки нормативных значений фаз газораспределения находится в исправном состоянии;

значения амплитуды $A_{\varepsilon IV} = 179,5 \text{ рад/с}^2 > A_{\varepsilon \text{ ном}} = 205 \pm 15 \text{ рад/с}^2$ и фазовый сдвиг минимального экстремума $\Delta\varphi_{\varepsilon IV \min} = 56,5 - 64,0 = 7,5^\circ > \varphi_{\varepsilon \min \text{ ном}} = 64,0 \pm 2,0^\circ$ углового ускорения на интервале угла поворота коленчатого вала, соответствующего осуществлению такта расширения в декомпрессированном IV цилиндре, превышают допустимые нормативные значения этих диагностических параметров. Следовательно, причина неисправности механизма газораспределения определяется нарушенными структурными параметрами в работе привода механизма выпускного клапана II цилиндра или впускного клапана I цилиндра. При проверке состояния механизма газораспределения (снятии крышки с распределительного механизма) причиной неисправности механизма газораспределения оказалось отсутствие теплового зазора между коромыслом и выпускным клапаном II цилиндра.

Если результаты первого этапа диагностирования механизма газораспределения оказались положительными, то аналогичные операции повторяют при работе двигателя на том же скоростном режиме холостого хода со средней угловой скоростью $\omega = 50,7 \pm 1 \text{ рад/с}$, но с четвертым (IV) работающим цилиндром и декомпрессированными I, II, и III цилиндрами. При этом диагностируют и делают

закключение о техническом состоянии других звеньев механизма газораспределения, работающих в периоды $0 \dots \pi$, $3\pi \dots 4\pi$ (фиг.1) поворота коленчатого вала, в которых осуществляются такты расширения в декомпрессированных I и III цилиндрах.

Разработанный способ диагностирования механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания исключает основной недостаток известного метода, а именно значительно повышает точность за счет исключения операции прокручивания коленчатого вала двигателя внешним приводным устройством (стартером), которая вносит дополнительную погрешность от динамического взаимодействия шестерни стартера с зубчатым венцом маховика двигателя. В предложенном способе осуществляется вращение коленчатого вала за счет запасенной кинетической энергии от работы двигателя внутреннего сгорания на одном цилиндре. Поэтому измеренные значения мгновенных угловых скоростей и определенные по ним значения амплитуд и фаз экстремумов углового ускорения коленчатого вала будут более точными и не зависящими от технического состояния зубчатого зацепления «стартер - венец маховика». Кроме этого способ расширяет область диагностируемых элементов механизма газораспределения, в частности определяет распространенную причину неисправной его работы из-за неправильной установки деталей механизма привода распределительного вала, нарушающей установочные углы фаз газораспределения.

Предложенный способ диагностирования механизма газораспределения наиболее целесообразно использовать в системах встроенного (бортового) диагностирования и автоматического управления работой 2-, 4- и 6-цилиндровых двигателей, в которых конструкцией предусмотрена установка датчика частоты вращения коленчатого вала.

Источники информации

1. Авторское свидетельство СССР №1307275, кл. G01M 15/00, 1987.
2. Авторское свидетельство СССР №1160262, кл. G01M 15/00, 1985.
3. Авторское свидетельство СССР №1302163, кл. G01M 15/00, 1987.
4. Авторское свидетельство СССР №1437716, кл. G01M 15/00, 1988 (прототип).
5. Лукин А.М., Хавкин В.И., Яровой В.К. Алгоритмические особенности автоматизации измерения степени идентичности последовательных циклов и устойчивости работы ДВС по неравномерности вращения коленчатого вала // Двигателестроение. 1984, №4, С.24-26.
6. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотракторных предприятиях / Л.В.Мирошников, А.П.Болдин, В.И.Пал и др. - М.: Транспорт, 1977, - 263 с.
7. Комарова Н.И., Корчемный Л.В. Потери мощности в механизмах газораспределения // Автомобильная промышленность, 1990, №9, С.12-13.

Формула изобретения

Способ диагностирования механизма газораспределения двигателя внутреннего сгорания, заключающийся в том, что цилиндры двигателя декомпрессируют, коленчатый вал прокручивают при заданной частоте вращения, регистрируют изменение угловой скорости коленчатого вала в пределах полного кинематического цикла, отличающийся тем, что прокрутку коленчатого вала осуществляют при работе двигателя в режиме холостого хода на одном цилиндре при декомпрессированных остальных, по изменению угловой скорости определяют зависимость углового ускорения коленчатого вала от угла его поворота за периоды, соответствующие тактам расширения в декомпрессированных цилиндрах, определяют значения амплитуд и фаз экстремумов угловых ускорений коленчатого вала в данных периодах

и по их отклонению от нормативных значений делают заключение о техническом состоянии механизма газораспределения.

5

10

15

20

25

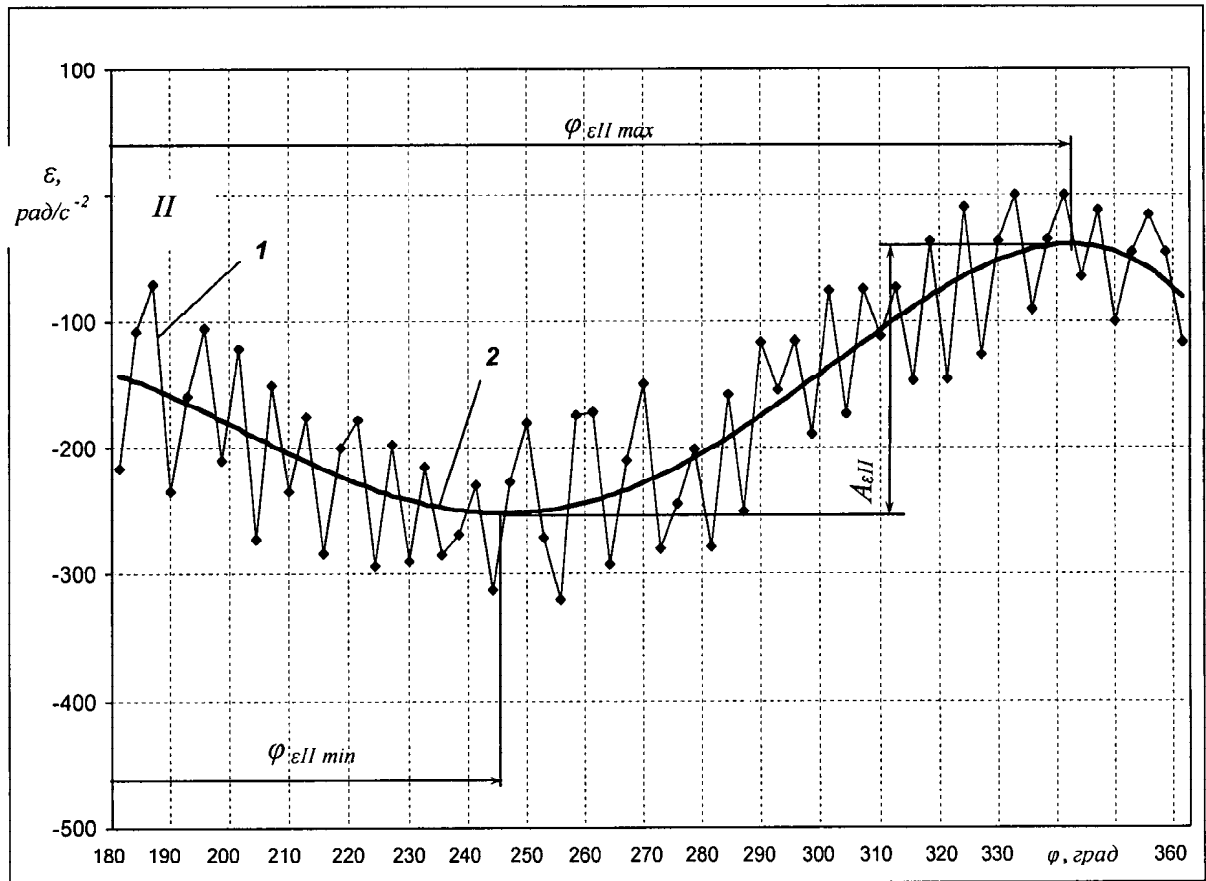
30

35

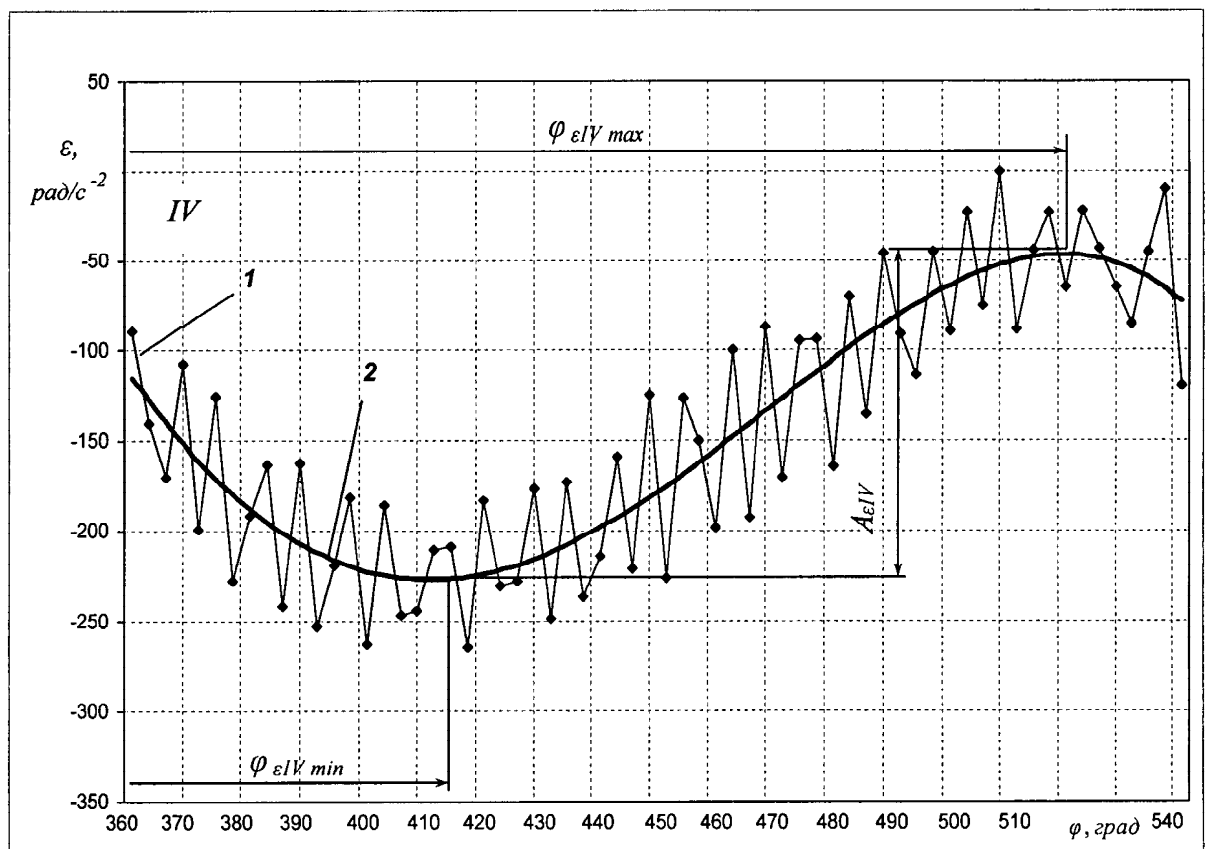
40

45

50



Фиг. 2



Фиг. 3