

370/82

nr/93

UNIVERSITÄTSBIBLIOTHEK STUTTGART

7000 STUTTGART 1,
POSTFACH 508 - HOLZGARTENSTRASSE 16
HAUPTINGANG: MAX-KADE-WEG
RUF 2 07 31 - FERNSCHREIBER 07 - 22450Kurnatov, V.D.:

HERABSETZUNG DER VIBRATION VON DIESELMOTOREN, DIE DURCH KOLBENSCHLÄGE HERVORGERUFEN WIRD

Traktory i sel'chozmašiny. Moskva,

November 1964, Nr 11, S. 1 - 2.

[Russ.: Sniženiye vibracii dizelej, vyzyvajemoj udarami poršnej]

- (1) Einer der Gründe für das erhöhte Laufgeräusch von Dieselmotoren sind die Kolbenschläge auf die Zylinderwände, die durch die im Schubkurbelgetriebe wirkenden Kräfte hervorgerufen werden. Besonders spürbar sind die Schläge beim Teillastbetrieb, wenn das Geräusch, das mit den gasdynamischen Vorgängen bei der Verbrennung verbunden ist, noch nicht sein Maximum erreicht hat, und der diametrale Spalt zwischen dem Kolbenschaft und dem Zylinder beträchtlich ist. Üblicherweise arbeiten Dieselmotoren von Traktoren bei einer Spielgröße, die größer als der Maximalwert ist, über dem das Geräusch aus dem Kolbenstoß mit dem aus anderen Quellen vergleichbar wird ($\Delta \geq 0,1$ mm bei einem Durchmesser $D = 70+100$ mm).

Die Schläge sind mit der Vorzeichenänderung (Richtungsänderung) der Normalkraft N , die den Kolben an die Zylinderwand drückt, und dem Spiel zwischen diesen Teilen verbunden. Mit einer Umdrehung der Kurbelwelle ändert sich das Vorzeichen der Kraft N mehrmals, was ebenfalls Querbewegungen und Kolbenschläge hervorruft. Die größte Intensität erreicht ein Schlag zu Beginn des Arbeitstaktes, beim OT.

Um den Spalt zwischen Kolben und Zylinder zu verkleinern und das Laufgeräusch von Dieselmotoren zu mindern, verwendet man sogenannte autothermische Kolben aus einer Aluminiumlegierung mit Stahleinsätzen im Kolbenmantel, durch die ihre Wärmeverformung

begrenzt wird, wie auch Kolben aus einer übereutektischen Al-Si-Legierung bei einem Gehalt von $\sim 20\%$ Si mit einem geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten. In einigen Kraftfahrzeugdieselmotoren (so z.B. im Deutz F/6L514 und F/6L614) verwendet man zur Verringerung der Schlagintensität Kolben mit einem in Richtung der stärker belasteten Kolbenseite (Druckseite) verlagerten Kolbenbolzen. In diesem Fall geht die Querbewegung als Drehung des Kolbens um die Achse z vor sich, welche parallel zum Bolzen verläuft und tangential am oberen Kolbenmantelrand; der untere Teil nähert sich beim Verdichtungstakt der entgegengesetzten Zylinderseite (Gegendruckseite) an, und infolge der Tragkraft der Ölschicht wird deshalb der Stoß gedämpft (Abb. 1).

Um den Schlag maximal zu dämpfen, muß die Winkelgeschwindigkeit des Kolbens zum Zeitpunkt der Berührung minimal sein. Der Wert der Bolzenverlagerung, der uns die Einhaltung dieser Bedingung garantiert, kann aus der Gleichung der Kolbenbewegung bei seiner Drehung um die Achse z errechnet werden

(1)

mit θ_z - dem Trägheitsmoment der Massen, die an der Drehbewegung um die Drehachse z beteiligt sind; φ - dem Kolbendrehwinkel zur Achse z; M - dem resultierenden Moment aller äußeren Kräfte zur Achse z.

Die äußeren Kräfte, die dieses Moment zur Achse hervorbringen, sind die Druckkraft der Gase P_G , die Trägheitskraft der hin- und hergehenden Massen P_j , die Normalkraft N, die Reibungskraft des Kolbenbolzens P'_R und der Kolbenringe in den Nuten P''_R . Diese Kräfte sind Funktionen des Kurbelwinkels α , oder, wenn $\alpha = \omega t$ ist, kann man sie als Funktion der Zeit t darstellen ($\omega = \text{const}$ - Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle). Die Kraft N ist außerdem noch Funktion für die Größe der Bolzenverlagerung ϵ (oder $e = \epsilon/r$ mit r - dem Kurbelradius). Die Funktionen e sind auch die Hebelarme der Momente der Kräfte P_G und P_j . In Abhängigkeit von der Größe der Bolzenverlagerung stimmen die Vorzeichen der durch die Kräfte P_G und N hervorgerufenen Momente nicht überein, sei es im ganzen Querbewegungsabschnitt oder nur in einem Teil davon. Da die Art der Kolbenquerbewegung hauptsächlich von der Beziehung dieser zwei Momente abhängt, kann man, wenn man e verändert, diese Beziehungen so ändern, daß die Winkelgeschwindigkeit des Kolbens im Augenblick des Stoßes $\dot{\varphi}_{\text{Stoß}}$ am geringsten ist.

Für die gewonnene Bolzenverlagerungsspannung kann die Kraft N , mit einer Genauigkeit von bis zu 3 % (in dem in Betracht kommenden Abschnitt der Pleuelstellung) durch den Ausdruck

(1a)

(2) angenähert werden, mit P_G - der resultierenden Kraft aus dem Gasdruck und der Trägheitskraft der hin- und hergehenden Massen P_j ; $\lambda = r/l$ - der Beziehung des Pleuelradius zur Pleuelstangenlänge.

Die Kraft P_j wird durch die aus der Kurbeldynamik bekannte Formel

(1b)

bestimmt.

Ansichts der geringen Werte von e , die bei Verlagerung des Pleuelbolzens auftreten, kann man den Wert des folgenden Glieds in Klammern vernachlässigen und P_j unabhängig von e berechnen. Unabhängig von e kann man auch die Reibungskräfte P'_R und P''_R berechnen. Den Hebelarm der Kraft P_G kann man als annähernd gleich dem Pleuelverlagerungswert ϵ ansehen, den Hebelarm der Kraft P_j mit $\xi \approx \epsilon/2$ (wenn man annimmt, daß das Gewicht des Pleuels annähernd gleich dem Gewicht des Pleuelbolzens und des auf den Pleuelbolzen bezogenen Teils der Pleuelstange ist, und wenn man den Wert $\frac{\Delta}{2}$ als gering annimmt, verglichen mit ϵ , wobei Δ - diametraler Spalt zwischen Pleuelbolzenmantel und Pleuelzylinder ist).

Den Hebelarm der Reibungskräfte der Pleuelringe kann man als gleich dem Abstand vom oberen Pleuelrand zur Nut des oberen Pleuelverdichtungsringes ansehen, in der Annahme, daß diese Kraft nur am oberen Pleuelverdichtungsring angreift. Die Reibung der übrigen Pleuelringe kann man durch eine gewisse Zunahme des auf den Pleuelring wirkenden Gasdrucks berechnen, wenn z.B. angenommen wird, daß auf den Pleuelring nicht $\sim 0,8 p_G$, wie sonst üblich, sondern $1,0 p_G$ wirkt (mit p_G - dem Druck im Pleuelzylinder in kg/cm^2).

Angenommen, die funktionale Abhängigkeit der Winkelbeschleunigung des Pleuels $\ddot{\varphi}$ von der Zeit t kann mit ausreichender Genauigkeit als Polynom dritten Grades ausgedrückt werden, dann kann man die Gleichung (1) folgendermaßen umformen

, (2)

von der wir durch Integration die Ausdrücke für die Winkelgeschwindigkeit und den Pleuelwinkel finden

; (3)

. (4)

Aus den Anfangsbedingungen: wenn $t=0$, $\dot{\varphi}=0$ ist, folgt, daß $D_1=D_2=0$ ist.

Die Koeffizienten des Polynoms P_1 , P_2 , P_3 und P_4 werden z.B. durch das Punktauswahlverfahren nach Kurven (Abb. 2) oder nach tabellarischen Daten der Abhängigkeit $\ddot{\varphi}=f(t)$ bestimmt. Diese Daten kann man ihrerseits erhalten, wenn man die Gleichung (1) bezüglich $\ddot{\varphi}$ in den Grenzen des Querbewegungsabschnitts (Ende des Verdichtungs takts, $\alpha=70\pm 0^\circ$ bis zum OT), bei einigen wenigen partiellen e-Werten löst. Nach der Zeitablesung für jeden der e-Werte erhält man den Schnittpunkt der entsprechenden Kurve mit der Abszissenachse.

Unter Verwendung der Bedingung: im Moment des Schlages ist $\varphi = \frac{A}{I}$, erhalten wir aus Gleichung (4) die Querbewegungszeit t_n . Wenn wir die gefundenen Werte t_n in die Gleichung (3) einsetzen, bestimmen wir die Winkelgeschwindigkeit des Kolbens im Moment des Stoßes $\dot{\varphi}_{\text{Stoß}}$ bei den ausgewählten partiellen e-Werten. Wenn wir eine Zeichnung $\dot{\varphi}_{\text{Stoß}}(e)$ konstruieren, bestimmen wir schließlich den optimalen e-Wert, der uns die geringste Geschwindigkeitsgröße $\dot{\varphi}_{\text{Stoß}}$ und folglich den geringsten Wert der kinetischen Energie des Kolbens in seiner Querbewegung im Moment des Schlages garantiert (Abb. 3).

Durch den Aufschlag des Randes hört die Querbewegung des Kolbens nicht auf. Sobald die Kraft N ihr Vorzeichen ändert, setzt der Kolben seine Querbewegung bis zu dem Augenblick fort, bis er mit der gesamten Mantellänge mit der Zylinderwand in Kontakt kommt. Dieser zweite Teil der Querbewegung des Kolbens wird jedoch von keinem Stoß begleitet. Infolge der dämpfenden Wirkung der Ölschicht, die aus dem Spalt herausgedrückt wird, wird die Querbewegung des Kolbens abgebremst; deshalb hat die durch den Impuls hervorgerufene Spannungswelle im Material des Zylinders keinen so steilen Anstieg wie beim Schlag. Aufgrund dessen sind im Schwingungsspektrum des Zylinders und der ihm benachbarten Motorteile in geringerem Maße Hochfrequenzkomponenten vertreten, die der Grund für das beim Schlag hervortretende Geräusch sind. Das hier vorgestellte Berechnungsverfahren wurde bei der Bestimmung des Verlagerungswertes des Kolbenbolzens eines Dieselmotors 12CN18/20 (M50) angewandt. Im Zusammenhang damit, daß bei der Entstehung des Luftgeräusches und der Vibration eines Dieselmotors die Quellen, die nicht mit den Kolbensschlägen zusammenhängen, eine wesentliche Rolle spielen, wurde die Bewertung des Winkelgrades der Bolzenverschiebung auf der Ebe-

ne der Schwingungsbeschleunigungen der Zylinderlaufbuchse durchgeführt.

Von drei Kolbenvarianten mit einer Verlagerung der Bolzenachse um 0; 2,5; 3,5 mm lieferten die Kolben mit einer Bolzenverlagerung um 2,5 mm den geringsten Vibrationswert der Zylinderhülse (Buchse). Gerade dieser Verschiebungsgröße entsprach das durch Berechnung erzielte Winkelgeschwindigkeitsminimum $\dot{\varphi}_{\text{Stoß}}$ im Moment des Schlages.

Ein positives Ergebnis über die Bolzenverlagerung, wie sie durch das dargelegte Verfahren berechnet wurde, hat auch L.V. Tuzov erzielt, der diese Arbeit an einem Versuchsdieselmotor 2D15/18 durchgeführt hat. Es wurde eine Verminderung des allgemeinen Geräuschpegels und der Vibration um 2-3 db und in einzelnen Komponenten des Spektrums um 3-5 db erreicht.

Es muß noch hinzugefügt werden, daß eine spürbare Verminderung der Vibration und des Geräuschs von Motoren mittels Verlagerung des Kolbenbolzens nur dann erzielt werden kann, wenn Maßnahmen ergriffen werden, um andere, nach der Schallleistung verwandte Geräusch- und Vibrationsquellen zu unterdrücken.

Literatur

1. Vichert, M.M.,
Dobrogajev, R.P.,
i dr. (u.a.):
Konstruirovanije i rasčet avtotraktornych dvigatelej (Konstruktion und Berechnung von Kraftwagen- und Traktorenmotoren). - Leningrad: Mašgiz, 1957.
2. Zinčenko, V.I.:
Šum sudovych dvigatelej (Das Geräusch von Schiffsmotoren). - Leningrad: Sudpromgiz, 1957.
3. Skobcov, Je.A.,
Izotov, A.D.,
Tuzov, L.V.:
Metody sniženija vibracii i šuma dizelej (Methoden zur Vibrations- und Geräuschverminderung von Dieselmotoren). - Leningrad: Mašgiz, 1962.
4. Tuzov, L.V.:
Effektivnost' kompleksnych meroprijatij po sniženiju šuma dizelej (Der Wirkungsgrad umfassender Maßnahmen zur Geräuschverminderung von Dieselmotoren). - Trudy (Arbeiten des) C[entral'nogo] N[aučno-]I[ssledovatel'skogo] D[izel'nogo] I[nstituta] (Zentralen Forschungsinstitutes für Dieselmotorenbau). Vyp. (Folge) 44.
5. König, H.A.:
Autothermatik-Kolben. - Motor-Rundschau. Stuttgart, 29, 1959, Nr 4.

Abbildungen:

Abbildung 1. Original S. 1, rechte Spalte

Abb. 1. Die bei Querbewegung auf den Kolben wirkenden Kräfte

Abbildung 2. Original S. 2, rechte Spalte, linkes Bild

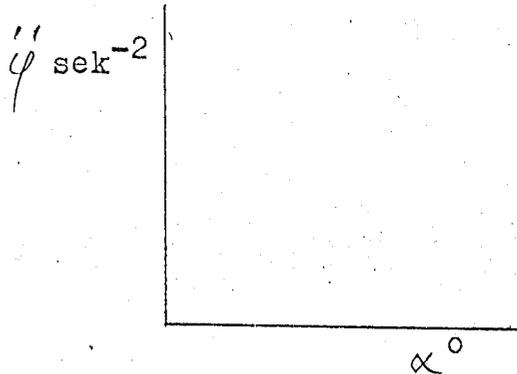


Abb. 2. Winkelbeschleunigungen des Kolbens beim OT bei gleichem Kolbenbolzenverlagerungswert

Abbildung 3. Original S. 2, rechte Spalte, rechtes Bild

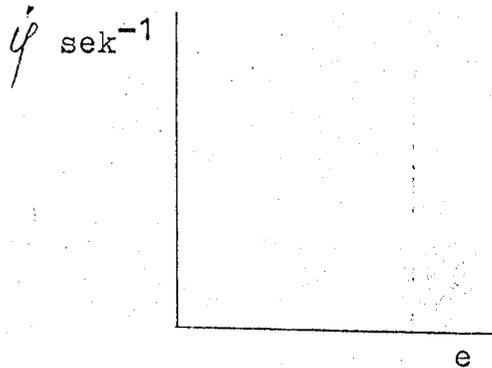


Abb. 3. Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit des Kolbens im Moment des Schlages vom Bolzenverlagerungswert

Stuttgart, den 9. Oktober 1974

i.A.

Ottmar Pertschi
(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer

370/82

with original photo barpress

Пролетарии всех стран, соединяйтесь!

ТРАКТОРЫ СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

№ 11

Ноябрь
1964

ИЗДАЕТСЯ с 1930 г.

Научно-технический и производственный журнал
Орган Государственного комитета автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения
при Госплане СССР

ТЕОРИЯ · КОНСТРУИРОВАНИЕ испытания

УДК 621.431.73—752—2.12

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ДИЗЕЛЕЙ, ВЫЗЫВАЕМОЙ УДАРАМИ ПОРШНЕЙ *seni schenije*

В. Д. КУРНАТОВ
W. D. Kuratow

Одной из причин повышенной шумности дизелей являются удары поршней о стенки цилиндров, вызываемые силами, действующими в кривошипно-шатунном механизме. Особенно ощутимы удары на режимах частичной нагрузки, когда шум, связанный с газодинамическими явлениями при сгорании, не достиг своего максимума, а диаметральный зазор между направляющей частью поршня и цилиндром значителен. Большую часть времени тракторные дизели работают при величине зазора, превышающей предел, за которым шум от удара поршня становится сопоставимым с шумом других источников ($\Delta > 0,1$ мм при диаметре $D = 70 \div 100$ мм).

Удары связаны с изменением знака нормальной силы N , прижимающей поршень к цилиндру, и наличием зазора между этими деталями. За один оборот коленчатого вала знак силы N меняется несколько раз, что и вызывает перекладки и удары поршня. Наибольшей интенсивности достигает удар в начале рабочего хода, вблизи в.м.т.

Для уменьшения зазора между поршнем и цилиндром и снижения шумности дизелей применяются так называемые авторемонтные поршни из алюминиевого сплава со стальными вставками в юбке, ограничивающими их тепловую деформацию, и шерини из заэвтектоидного сплава Al—Si при содержании ~20% Si, с малым коэффициентом теплового расширения. В некоторых же автотракторных дизелях (например, Deutz F/6L514 и F/6L614) для уменьшения интенсивности удара используются поршни со смещением поршневого пальца в направлении более нагруженной стороны поршня. В этом случае перекладка происходит в виде вращения поршня вокруг оси z , параллельной пальцу и проходящей касательно верхней кромке юбки; нижняя же часть юбки приближается с противоположной стороной цилиндра при ходе сжатия и поэтому ее удар смягчается за счет подъемной силы масляного слоя (рис. 1).

Для того чтобы удар был максимально ослаблен, необходимо, чтобы угловая скорость поршня в момент касания была минимальной. Величина смещения пальца, обеспечивающая выполнение этого условия, может быть определена из уравнения движения поршня при его вращении вокруг оси z

$$0_2 \ddot{\varphi} = M, \quad (1)$$

где 0_2 — момент инерции масс, участвующих во вращательном движении относительно оси вращения z ; φ — угол поворота поршня относительно оси z ; M — равнодействующий момент всех внешних сил относительно оси z .

Внешними силами, которые создают момент относительно оси, являются сила давления газов P_2 , сила инерции поступательно движущихся масс P_j , нормальная сила N , силы трения поршневого пальца $P_{тр}$ и поршневых колец в качалках $P''_{тр}$. Эти

силы являются функциями угла поворота кривошипа α , или, поскольку $\alpha = \omega t$, можно полагать их функциями времени t ($\omega = \text{const}$ — угловая скорость коленчатого вала). Сила N является, кроме того, еще и функцией величины смещения пальца e (или $e = e/R$, где R — радиус кривошипа). Функциями e являются также плечи моментов сил P_2 и P_j . В зависимости от величины смещения пальца знаки моментов, создаваемых силами P_2 и N , либо на всем участке перекладки, либо на части его не совпадают. Поскольку характер перекладки поршня зависит в основном от соотношения этих двух моментов, варьируя e , можно изменить это соотношение таким образом, чтобы угловая скорость поршня в момент удара $\dot{\varphi}_{уд}$ оказалась наименьшей.

Для принятого напряжения смещения пальца сила N , с точностью до 3% (на рассматриваемом участке положений кривошипа), может быть аппроксимирована выражением

$$N = P_2 \lambda (\sin \alpha + e),$$

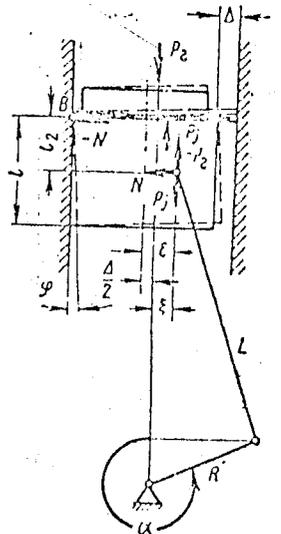


Рис. 1. Силы, действующие на поршень при перекладке

где P_4 — результирующая сила от давления газов и силы инерции поступательно движущихся масс P_j ; $\lambda = R/L$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Сила P_j определяется известной из динамики кривошипного механизма формулой

$$P_j = -mR\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda e \sin \alpha). \quad (16)$$

Ввиду малости значений e , используемых при смещении поршневого пальца, величиной последнего члена в скобках можно пренебречь и считать P_j независимой от e . Независимыми от e можно считать также и силы трения $P_{тр}$ и $P_{тр}'$.

Плечо силы P_2 можно принять приблизительно равным величине смещения пальца e , плечо силы $P_j - \xi \approx e/2$ (полагая вес поршня приблизительно равным весу пальца и части шатуна, отнесенной к поршню, и считая величину $\frac{\Delta}{2}$ малой сравнительно с e , где Δ — диаметральный зазор между юбкой поршня и цилиндром).

Плечо момента сил трения поршневых колец можно принять равным расстоянию от верхней кромки юбки до канавки верхнего компрессионного кольца, считая, таким образом, что эта сила приложена только к верхнему компрессионному кольцу. Трение остальных колец может быть учтено некоторым увеличением действующего на кольцо давления газов, полагая, например, что на кольцо действует не $\sim 0,8 p_2$, как это обычно считается, а $1,0 p_2$, (где p_2 — давление в цилиндре в кг/см^2).

Полагая, что функциональная зависимость углового ускорения поршня $\ddot{\varphi}$ от времени t с достаточной точностью может быть выражена полиномом третьей степени, уравнение (1) можно преобразовать к виду

$$\ddot{\varphi} = P_1 t^3 + P_2 t^2 + P_3 t + P_4, \quad (2)$$

откуда путем интегрирования найдем выражения угловой скорости и угла поворота поршня

$$\dot{\varphi} = \frac{1}{4} P_1 t^4 + \frac{1}{3} P_2 t^3 + \frac{1}{2} P_3 t^2 + P_4 t + D_1; \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{1}{20} P_1 t^5 + \frac{1}{12} P_2 t^4 + \frac{1}{6} P_3 t^3 + \frac{1}{2} P_4 t^2 + D_1 t + D_2. \quad (4)$$

Из начальных условий: при $t=0$, $\dot{\varphi}=0$, $\varphi=0$ следует, что $D_1=D_2=0$.

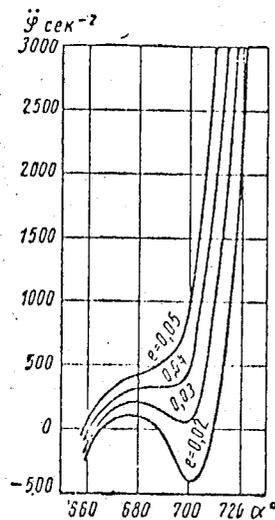
Коэффициенты полинома P_1 , P_2 , P_3 и P_4 определяют, например, методом выбранных точек, по кривым (фиг. 2) или по табличным данным зависимости $\ddot{\varphi} = f(t)$. Эти данные, в свою очередь, могут быть получены решением уравнения (1) относительно $\ddot{\varphi}$ в пределах участка переключки (конец хода сжатия, $\alpha = 70^\circ$ до в.м.т.), при нескольких частных значениях e . За начало отсчета времени для каждого из значений e принимается точка пересечения соответствующей кривой с осью абсцисс.

Используя условие: в момент удара $\varphi = \frac{\Delta}{l}$, из уравнения (4)

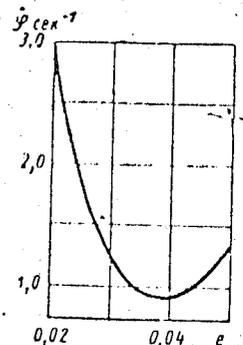
найдем время переключки t_n . Подставляя найденные значения t_n в уравнение (3), определим угловую скорость поршня в момент удара $\dot{\varphi}_{уд}$ при выбранных частных значениях e . Наконец, построив график $\dot{\varphi}_{уд}(e)$, определим оптимальное значение e , обеспечивающее наименьшую величину скорости $\dot{\varphi}_{уд}$, а следовательно, и наименьшую величину кинетической энергии поршня в его поперечном движении в момент удара (фиг. 3).

Ударом кромки переключки поршня не заканчивается. После того как сила N изменит свой знак, поршень будет продолжать поперечное движение вплоть до того момента, пока он не придет в контакт со стенкой цилиндра по всей длине юбки. Однако эта вторая часть поперечного движения поршня не будет сопровождаться ударом. Вследствие демпфирующего действия масляного слоя, выдавливаемого из зазора,

поперечное движение поршня затормаживается, поэтому вызываемая импульсом волна напряжения в материале цилиндра не будет иметь такого крутого фронта, как при ударе. Благодаря этому в спектре колебаний цилиндра и соединенных с ним деталей двигателя в меньшей мере будут представлены высокочастотные составляющие, являющиеся причиной возникновения при ударе шума. Данный способ расчета применялся при определении величины смещения поршневого пальца дизеля 124Н18/20 (М50). В связи



Фиг. 2. Угловые ускорения поршня вблизи в.м.т. при разной величине смещения поршневого пальца.



Фиг. 3. Зависимость угловой скорости поршня в момент удара от величины смещения пальца.

с тем, что в образовании воздушного шума и вибрации этого дизеля значительную роль играют источники, не связанные с ударами поршня, оценка эффективности смещения пальца производилась по уровню колебательных ускорений гильзы.

Из трех вариантов поршней, со смещением оси пальца на 0; 2,5; 3,5 мм наименьшую величину вибрации гильзы дали поршни со смещением пальца на 2,5 мм. Именно такой величине смещения соответствует полученный расчетом минимум угловой скорости $\dot{\varphi}_{уд}$ в момент удара.

Положительный результат от смещения пальца, рассчитанного предлагаемым способом, получил также Л. В. Тузов, проводивший эту работу на экспериментальном дизеле 2Д15/18. Было достигнуто снижение общих уровней шума и вибрации на 2—3 дБ и отдельных составляющих спектра на 3—5 дБ.

Следует отметить, что ощутимого снижения вибрации и шума двигателей путем смещения поршневого пальца невозможно добиться только в том случае, когда приняты меры к подавлению других, близких по акустической мощности, источников шума и вибрации.

Литература

1. Вихерт М. М., Доброгаев Р. П. и др. Конструирование и расчет автотракторных двигателей. Машгиз, 1957.
2. Зинченко В. И. Шум судовых двигателей. Судпромгиз, 1957.
3. Скобцов Е. А., Истомов А. Д., Тузов Л. В. Методы снижения вибрации и шума дизелей. Машгиз, 1962.
4. Тузов Л. В. Эффективность комплексных мероприятий по снижению шума дизелей. Труды ЦНИДИ. Вып. 11.
5. König H. A. Motor-Rundschau, 1959, II. 27. № 4.