

**Г. Н. Слободич, А. И. Сидоренко,
С. Г. Марон, В. М. Жарнов**

О ПОДБОРЕ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ОБОРОТАМ

Повышение мощности дизельных двигателей сельскохозяйственных тракторов является одной из главных тенденций в развитии современного тракторостроения.

Прогрессивным направлением в увеличении энергонасыщенности тракторов считается повышение числа оборотов коленчатого вала двигателя. Если современные тракторные дизели, выпускаемые у нас в стране, имеют обороты коленчатого вала в пределах 1600—1800 в минуту, то вновь создаваемые модели проектируются на обороты 2000 и выше в минуту. Так, харьковский завод «Серп и молот» разрабатывает конструкцию двигателя СМД-60 с оборотами 2100 в минуту, Минский моторный завод — двигателей Д-240 и Д-260 с оборотами 2200—2300 в минуту, Владимирский тракторный завод — двигателя Д-160 с оборотами 2000 в минуту. Значительное увеличение числа оборотов ставит перед исследователями целый ряд новых задач, связанных с ростом инерционных сил, повышением уровня вибраций, усилением колебательных процессов и т. д.

Одной из таких задач является обеспечение нормальной работы клапанного механизма.

При повышении числа оборотов клапанные пружины могут не обеспечивать неразрывную кинематическую связь между клапаном и кулачком распределительного вала. Закон движения клапана искажается, увеличиваются скорости посадки клапана на седло, клапан начинает отскакивать от седла.

У клапанных пружин могут возбуждаться собственные колебания отдельных витков, что вызывает дополнительные относительные перемещения витков, увеличение знакопеременной нагрузки материала пружины, а также появление шума и поломку пружин. Возможны случаи возникновения резонансных явлений. При этом гармонические составляющие возмущающих сил даже с небольшими амплитудами оказываются достаточными для того, чтобы вызвать значительные колебания клапанной пружины, что можно объяснить малым демпфированием последней. Поэтому разработка

рекомендаций для правильного выбора параметров клапанных пружин высокооборотных тракторных двигателей является весьма актуальной.

Создание на Минском моторном заводе перспективного тракторного двигателя Д-240 мощностью 75 л. с. при числе оборотов коленчатого вала 2200—2300 в минуту потребовало проведения специальных испытаний серийных (с двигателя Д-50) и опытных пружин на резонанс и соответствие движения клапана закону, задаваемому кулачком.

Испытания проводились на макете двигателя при прокрутке его балансирной машиной со скоростями от 900 до 3000 об/мин.

Испытаниям подвергался всасывающий клапан, имеющий массу большую, чем выхлопной, и, следовательно, большие силы инерции. Для записи перемещений клапана и витков пружины использовались индуктивные датчики, усилитель ТА-5 и шлейфовый осциллограф Н-102. На пружинах подвижные элементы датчиков устанавливались на средние витки, имеющие наибольшую амплитуду колебаний. Места установки датчиков показаны на рис. 1. Параметры всех испытанных пружин приведены в табл. 1.

На рис. 2 представлена осциллограмма, на которой записаны перемещения клапана и средних витков наружной и внутренней серийных клапанных пружин при 1700 об/мин, т. е. при оборотах, соответствующих номинальным оборотам серийного двигателя Д-50. Из осциллограммы видно, что клапанные пружины работают удовлетворительно. Отрыва клапана от профиля кулачка распределительного вала и отскока от седла в головке цилиндров не наблюдается. Анализ материалов по эксплуатации двигателя Д-50 также подтверждает работоспособность пружин клапанного механизма.

Испытания этих же пружин на повышенных оборотах (2300 об/мин), соответствующих оборотам двигателя Д-240, показали, что они не обеспечивают нормальной работы клапанного механизма. Наблюдается разрыв кинематической цепи; движение клапана не соответствует закону, задаваемому профилем кулачка распределительного вала; возникают собственные колебания пружин, не затухающие полностью к началу нового цикла; появляется отскок клапана при посадке его на седло.

С целью устранения отмеченных недостатков серийная наружная клапанная пружина, как наиболее не соответствующая работе при повышенных оборотах, была заменена на пружину 3 (см. табл. 1). Эта пружина имеет повышенную жесткость и обеспечивает большие усилия при закрытом клапане.

Резонансный коэффициент запаса, представляющий собой отношение собственной частоты колебаний пружины к частоте возмущающей силы, т. е. к частоте подъёмов клапана, был выбран в соответствии с рекомендациями технической литературы. Частоты

Таблица 1

Марка двигателя	Номер пружины	Виброустойчивость		Диаметр, мм		Жесткость, кг/см	Число витков		Длина в свободном состоянии, мм	Усилия и длины пружин				Суммарное усилие пружин при l_2 , кг
		n_c , гц	β	прово-локи	пру-жины		полное	рабо-чее		P_1 , кг	l_1 , мм	P_2 , кг	l_2 , мм	
Д-50	Наружная 1	7 513	8,84	3,5	38	3,9	9,5	7	77	9	54	13,68	42	28,03
	Внутренняя 2	10 700	12,59	3,0	26	5,125	11,5	9	67	8,2	51	14,35	39	
	Наружная измененная 3	11 271	13,26	4,5	38	12,42	8,5	6	68	17,4	54	32,3	42	46,65
Д-240	Наружная 4	14 079	12,8	4,5	34	17,36	8,5	6	64	17,4	54	38,2	42	57,7
	Внутренняя 5	16 408	14,91	3,0	23	8,86	10	7,5	58,5	8,86	48,5	19,5	36,5	

Примечание. Принятые обозначения: n_c — собственная частота колебаний пружины; β — резонансный коэффициент, представляющий собой отношение собственной частоты колебания пружины к частоте возмущающей силы, т. е. к частоте подъемов клапана; P_1 и l_1 соответствуют закрытому клапану; P_2 и l_2 соответствуют полностью открытому клапану.

собственных колебаний опытной наружной и серийной внутренней пружин отличались друг от друга незначительно.

Испытания этой пары пружин показали, что несколько лучшие их характеристики по сравнению с серийными пружинами также

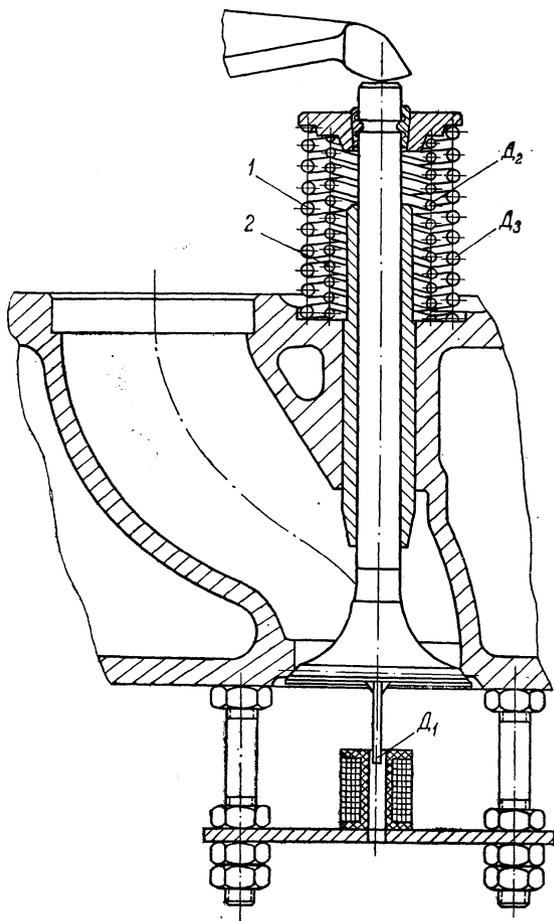


Рис. 1. Схема клапанного механизма и места установки датчиков:

1 — наружная пружина; 2 — внутренняя; D_1 — датчик записи хода клапана; D_2 — датчик записи перемещения внутренней пружины; D_3 — датчик записи перемещения наружной пружины.

не обеспечивают нормальной работы клапанного механизма. Почти полное равенство собственных частот и практическое совпадение фаз колебаний обеих пружин увеличивают амплитуду колебаний

каждой пружины; на оборотах 2000 в минуту появляется отрыв клапана от профиля кулачка, а при оборотах 2500 в минуту наблюдается отскок клапана от седла при посадке; на повышенных оборотах колебания пружин не затухают к началу следующего цикла.

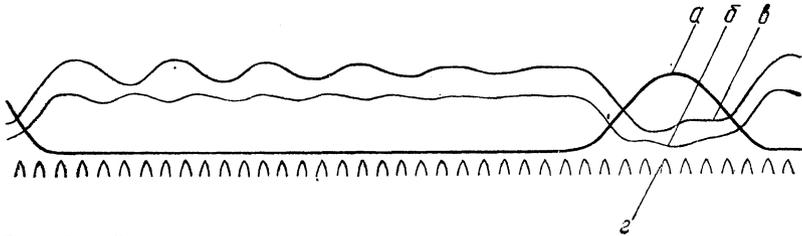


Рис. 2. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№1 и 2) при 1700 об/мин:

а — перемещение всасывающего клапана; *б* — перемещение среднего витка внутренней пружины; *в* — перемещение среднего витка наружной пружины; *г* — отметка времени (500 мкс).

Осциллограмма записи перемещений клапана и пружин (№ 2 и 3) при 2000 об/мин представлена на рис. 3.

Таким образом, проведенные испытания показали, что при проектировании пары клапанных цилиндрических пружин с постоян-

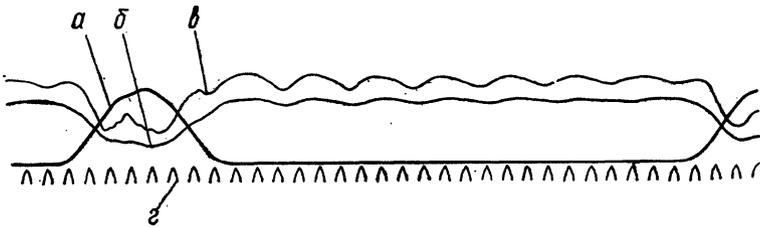


Рис. 3. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№ 2 и 3) при 2000 об/мин. Обозначения такие же, как на рис. 2.

ным шагом недостаточно соблюдения условий, при которых резонансный коэффициент запаса для каждой пружины больше 10. Необходимо еще, чтобы эти коэффициенты отличались друг от друга, т. е. чтобы частоты собственных колебаний пружин были разными.

Это было учтено при разработке конструкции улучшенных клапанных пружин (как внутренней, так и наружной) для двигателя Д 240. Параметры этих пружин приведены в табл. 1 (№ 4 и 5). Испытания пружин проводились в диапазоне 1600—3000 об/мин.

Осциллограмма перемещений клапана и улучшенных пружин двигателя Д-240 при 2200 об/мин представлена на рис. 4. Как видно, эти пружины обеспечивают удовлетворительную работу клапанного механизма на повышенных оборотах. Клапан повторяет закон движения, задаваемый профилем кулачка. Различные вели-

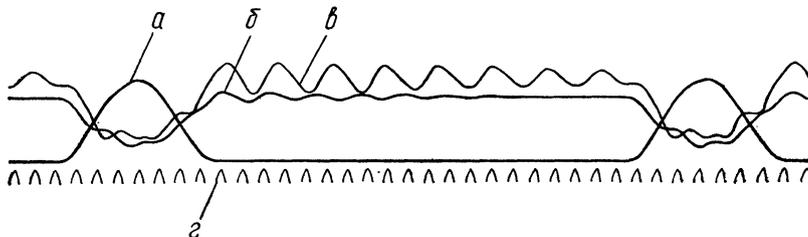


Рис. 4. Осциллограмма перемещений клапана и средних витков клапанных пружин (№ 4 и 5) при 2200 об/мин. Обозначения такие же, как на рис. 2.

чины частот собственных колебаний пружин способствуют уменьшению амплитуд колебаний. Отскок клапана от седла при посадке наблюдается лишь при 2900 об/мин. Колебания внутренней пружины затухают к началу следующего цикла полностью, внешней — частично. В связи с этим конструкцию внешней пружины необходимо несколько улучшить.

Выводы

1. При проектировании клапанного механизма с двумя пружинами (на каждый клапан) последние должны удовлетворять следующим требованиям:

а) резонансные коэффициенты запаса пружин должны быть больше 10 и отличаться друг от друга, т. е. частоты собственных колебаний должны быть разными;

б) коэффициенты затухания пружин должны быть такими, чтобы собственные колебания затухали к началу очередного открытия клапана.