



УДК 621.873.12

В.А. Лебедев, С.А. Соколов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕКОСОВ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

V.A. Lebedev, S.A. Sokolov

THE STUDY SKEWS OF METAL CONSTRUCTIONS OF CRANES OVERHEAD TYPE

Рассмотрено влияние процесса перекоса металлической конструкции крана на долговечность его узлов, приведены схемы и результаты эксперимента по замеру значений перекоса на козловом кране с частотной системой управления, выполнены расчеты параметров перекоса для экспериментального крана, сделан сравнительный анализ экспериментальных данных и результатов расчета, по результатам сравнительного анализа сформулированы выводы.

КОЗЛОВОЙ КРАН. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. ПЕРЕКОС. СИЛА ПЕРЕКОСА. ПЕРЕКОСНАЯ ЖЕСТКОСТЬ.

The article considers influence of process skewing metal construction crane on durability of its units, are given schemes and experimental results on the measurement of the values of skewing on the gantry crane with frequency control system, are made the calculations of skewing's parameters for the experimental crane, are made a comparative analysis of the experimental data and the calculation results, by results of the comparative analysis are stated conclusions.

GANTRY CRANE. DURABILITY. SKEWING. FORCE OF SKEWING. STIFFNESS OF SKEWING.

При проектировании и эксплуатации кранов мостового типа существует проблема долговечности металлоконструкций, которая связана с развитием усталостного повреждения металла в результате действия переменных во времени напряжений [1]. Наиболее подвержены усталостным повреждениям узлы примыкания пролетных и концевых балок для мостовых кранов и узлы соединения пролетных балок и опорных стоек для козловых кранов.

В значительной степени нагруженность указанных узлов связана с перекосом конструкции крана при эксплуатации, т. е. забеганием концевых балок относительно друг друга. Перекос δ складывается из свободного перекоса $\delta_{св}$ и перекоса $\delta_{деф}$, который связан с упругими деформациями металлической конструкции крана. Свободный перекос — это поворот крана за счет зазоров между боковыми поверхностями рельсов и реборд колеса или направляющих роликов. При свободном перекосе не происходит изменения напряжено-деформированного состояния металлоконструкции крана. Силу, вызывающую

деформацию металлоконструкции крана при перекосе, называют силой перекоса. При этом со стороны рельсов на реборды колес (ролики) действуют реакции.

Существуют методики по определению перекосов; некоторые из них имеют экспериментальные подтверждения.

Основные недостатки существующих методик:

методики основываются на исследованиях кранов с релейно-контакторной системой управления механизма передвижения, между тем наиболее распространены приводы с частотной системой управления;

методики дают оценку максимальных параметров, а для анализа долговечности конструкций необходимы оценки цикличности перекосов.

По характеру управления приводами (разгон и торможение) релейно-контакторная и частотная системы управления имеют ряд существенных различий. Эти различия ставят под сомнение применимость существующих методик к кранам с частотной системой управления.

Для исследования характера образования перекоса металлоконструкций крана при частотной системе управления был проведен эксперимент на козловом кране.

Козловой кран, на котором производилось измерение параметров перекоса, имел следующие параметры (рис. 1): $m_{crane} = 4030$ кг — масса козлового крана; $m_{hoist} = 110$ кг — масса одной тали; $m_{load} = 2000$ кг — масса испытательного груза; $Q = 2000$ кг — грузоподъемность одной тали; $V_{crane} = 0,17$ м/с — скорость передвижения козлового крана; $l_{span} = 12000$ мм — пролет козлового крана; $b = 4763$ мм — база козлового крана; $\Delta_{crane} = 19$ мм — зазор между ребрами колеса и боковыми поверхностями рельса; $b_h = 51$ мм — ширина головки рельса Р24 ГОСТ 4121–96 [6].

В качестве измерительных приборов использовались два лазерных дальномера GLM50 фирмы Bosch с функцией непрерывного измерения и допустимой погрешностью измерения не более 1 мм. Измерения положения опор проводились синхронно при разных положениях талей с грузом и без груза, с реверсивным движением крана. В местах тупиковых упоров крана устанавливались лазерные дальномеры 1, 2, которые производили замер расстояний соответственно

x_1 и x_2 до фиксированных точек опор (рис. 2, а). Результаты замеров лазерных дальномеров 1 и 2 фиксировались с помощью камер 1 и 2. Время съемки камер 1 и 2 синхронизировалось с помощью программного обеспечения компьютера, к которому они подключались. Результатом проведенного эксперимента стали замеры зазоров между ребрами колес и рельсом перед началом движения и во время остановок, а также замеры расстояний от лазерных дальномеров до фиксированных точек опор при движении крана в прямом и обратном направлениях, при положениях 1, 2 и 3 талей с грузом и без него (см. рис. 2, а).

После обработки результатов эксперимента были получены графики образования перекоса (забегания опор относительно друг друга) при различных положениях талей с грузом и без него для прямого (от 0 до 59 с) и обратного (от 60 до 119 с) движений козлового крана (рис. 3).

Перед началом движения козлового крана без груза и при положении 1 талей (см. рис. 2, а) были произведены замеры между ребрами колес и рельсом. По результатам замеров было определено, что козловой кран повернут против часовой стрелки до касания ребр (см. рис. 2, б).

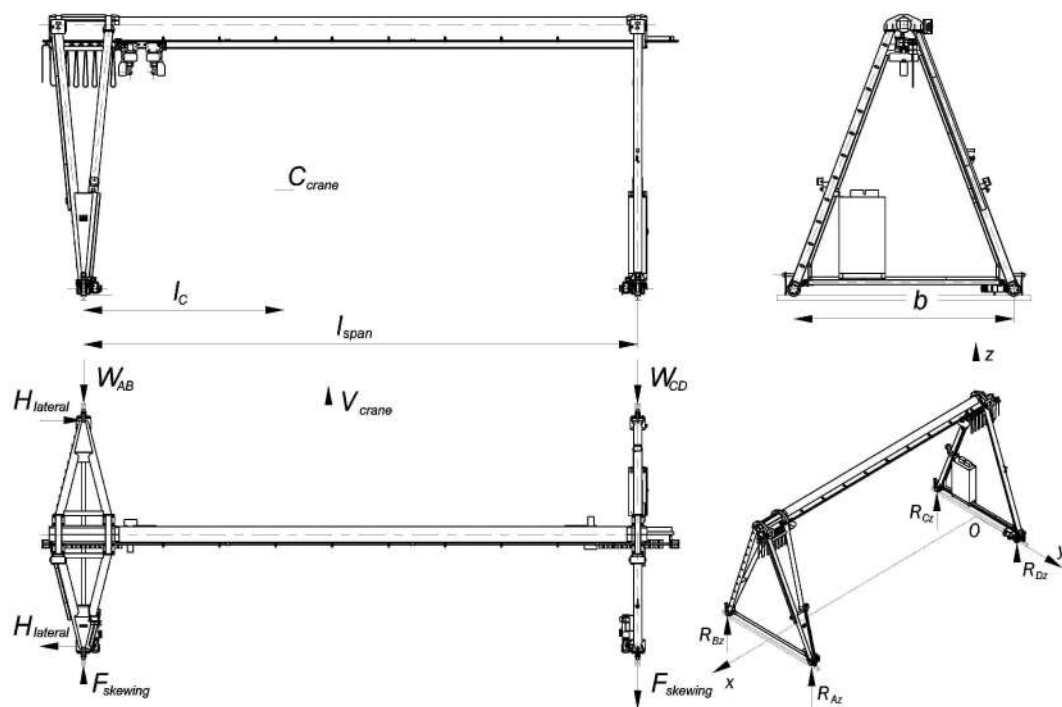


Рис. 1. Общий вид козлового крана с расчетной схемой нагрузок при перекосе

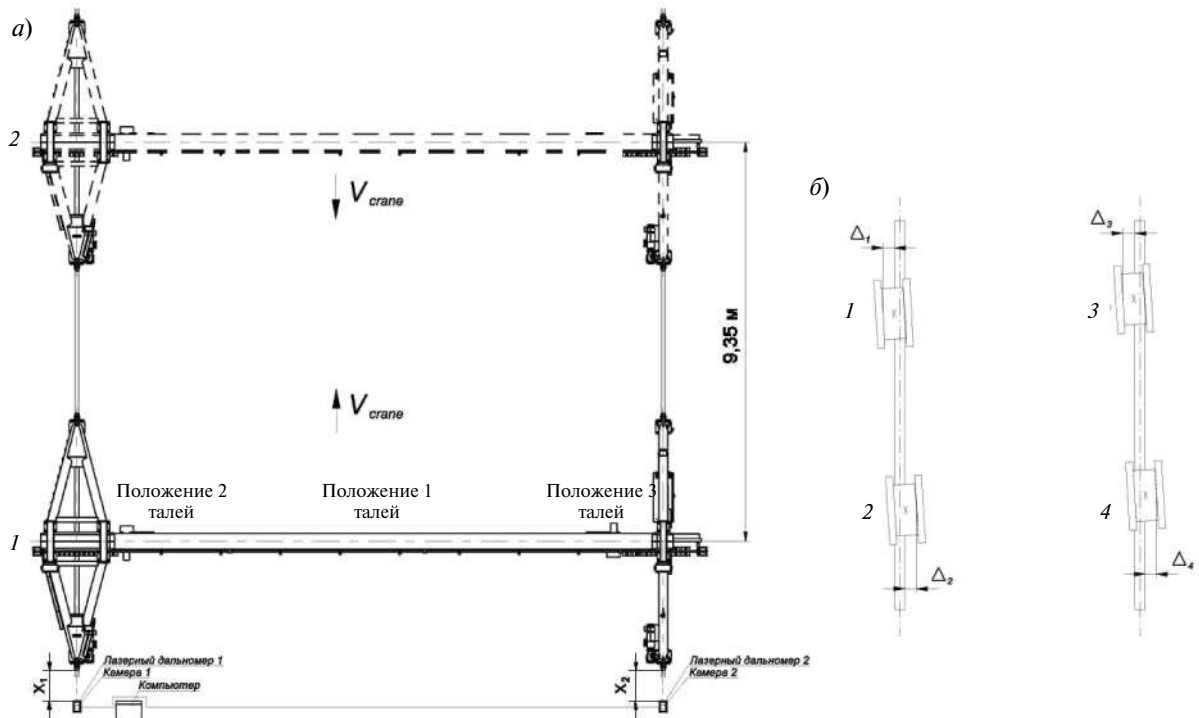


Рис. 2. Схема замера перекоса (а) и замера зазоров между ребрами колес и рельсов (б)

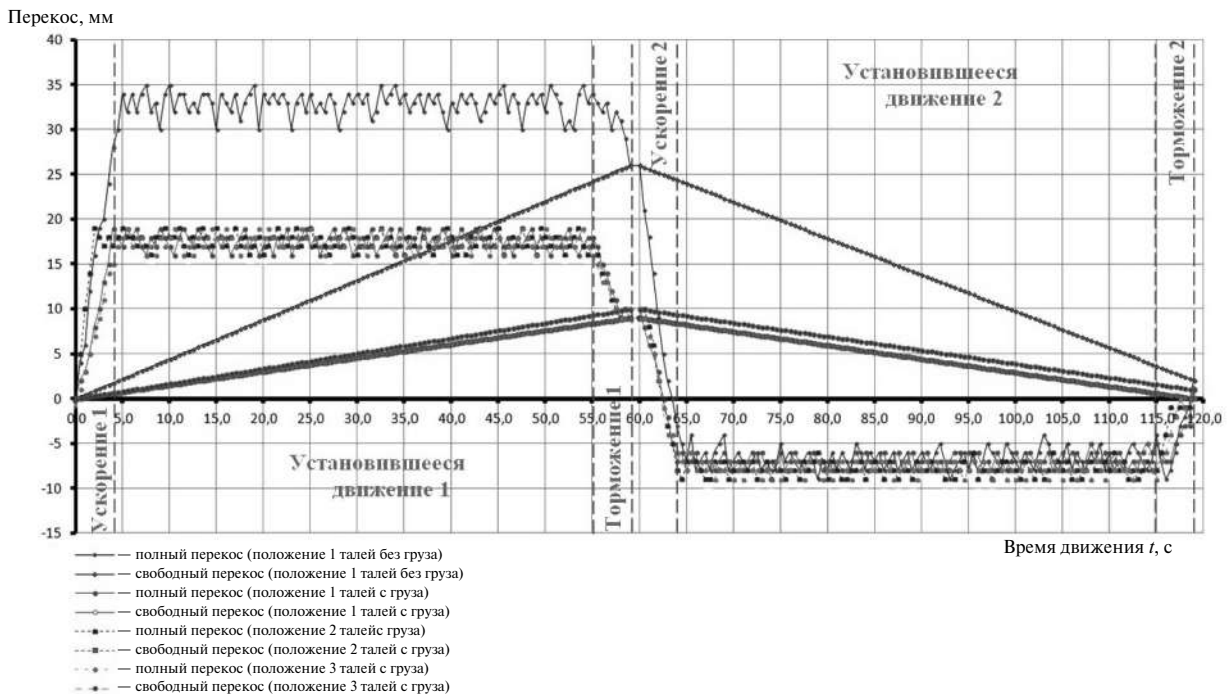


Рис. 3. График образования перекоса при различных положениях талей с грузом и без груза

После остановки крана на 59-й секунде при прямом движении были произведены повторные замеры между ребрами колес и рельсом (рис. 3). Результаты замеров показали, что козловой кран повернут по часовой стрелке до касания реборд. Замеры зазоров между ребрами колес и рельсом при других движениях козлового крана показали аналогичные результаты. Поскольку свободный перекося во время движения крана выбирался полностью, а замеры между ребрами колес и боковыми поверхностями рельсов можно было произвести только после остановки крана, то было сделано допущение, что свободный перекося изменяется по линейному закону (см. рис. 3).

Исходя из этого предположения и того, что полный перекося — это сумма свободного перекося и перекося, вызывающего деформацию металлоконструкции крана, были получены графики образования перекося, вызывающего деформацию металлоконструкции крана (рис. 4).

Экспериментальные данные были сопоставлены с результатами расчета параметров перекося, выполненного по известным методикам [3–5].

Согласно методике [3] расчет силы перекося при установившемся движении определяется по формуле (см. рис. 1)

$$F_{skewing} = 0,7W_{AB} - 0,5W_{CD}, \quad (1)$$

где $W_{AB} = 0,8$ кН — приведенное суммарное сопротивление к жестким опорам; $W_{CD} = 0,4$ кН — приведенное суммарное сопротивление к гибким опорам (см. рис. 1).

Боковую силу согласно [3] определим по формуле

$$H_{later} = \frac{(W_{AB} - 0,8W_{CD})I_{span}}{1,8b - 0,06l_{span}}. \quad (2)$$

Деформация металлоконструкции при перекося (забегание концевых балок относительно друг друга) связана с силой перекося через соотношение

$$\delta_{деф} = \frac{F_{skewing}}{C_{skewing}}, \quad (3)$$

где $F_{skewing}$ — сила перекося; $C_{skewing}$ — перекосяная жесткость металлоконструкции крана.

По результатам расчетов модели металлоконструкции козлового крана, выполненных с помощью программы SCAD Office 11.3, перекосяная жесткость составила $C_{skewing} = 0,04$ кН/мм.

Из формул (1)–(3) были получены параметры перекося: $H_{later} = 0,8$ кН; $F_{skewing} = 0,4$ кН; $\delta_{деф} = 9$ мм.

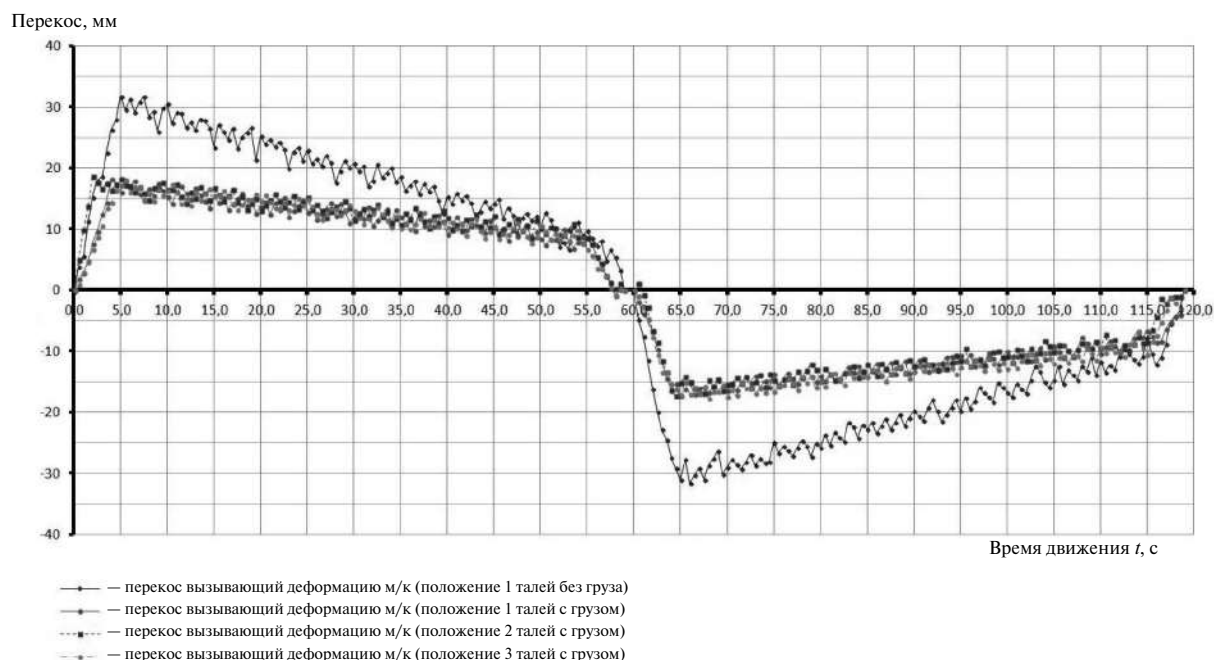


Рис. 4. График образования перекося, вызывающего деформацию металлоконструкции крана, при различных положениях талей с грузом и без груза

Согласно методике [4] боковая сила, действующая на колесо, вычисляется так:

$$H_{later} = \lambda N_{max}, \quad (4)$$

где $\lambda = 0,068$ — коэффициент зависимости осевой силы, действующей на ходовое колесо при $\frac{l}{b} = 2,5$; $N_{max} = 26,7$ кН — максимальная нагрузка на колесо (положение 2 талей с грузом). Из формул (3), (4) были получены параметры перекоса: $H_{later} = 1,8$ кН; $F_{skewing} = 0,7$ кН; $\delta_{деф} = 17$ мм.

Согласно методике [5] боковая сила, действующая на ролик, определяется по зависимости

$$H_{later} = v f m g, \quad (5)$$

где $m g = 38,3$ кН — сила тяжести козлового крана; f — коэффициент трения качения колеса; v — коэффициент, учитывающий возможное поперечное смещение колеса.

Коэффициент трения качения колеса определяется по формуле

$$f = 0,3 \left[1 - e^{(-250\alpha)} \right], \quad (6)$$

где α — угол перекоса в радианах. Угол перекоса определяется по формуле

$$\alpha = \alpha_g + \alpha_w + \alpha_t, \quad (7)$$

где α_g — перекоса в результате зазоров между ребрами колеса и боковыми поверхностями рельса; α_w — перекоса в результате износа; $\alpha_t = 0,001$ рад — перекоса, вызванный неточностью изготовления и монтажа.

Перекоса в результате зазоров между ребрами колеса и боковыми поверхностями рельса определяется по формуле

$$\alpha_g = \frac{\Delta_{crane}}{b}. \quad (8)$$

Перекоса в результате износа вычисляется так:

$$\alpha_w = 0,1 \frac{b_h}{b}. \quad (9)$$

Коэффициент, учитывающий возможное поперечное смещения колеса, для случая отдельного привода и фиксированных в поперечном направлении колес определяется по формуле

$$v = 1 - \frac{d_1 + d_2}{nh}, \quad (10)$$

где $d_1 = 0$ — расстояние от 1-й колесной пары до точки контакта реборды и рельса; $d_2 = 4763$ мм — расстояние от 2-й колесной пары до точки контакта реборды и рельса; $n = 4$ — количество колес козлового крана; h — расстояние между мгновенным полюсом поворота и плоскостью симметрии рельса.

Расстояние между мгновенным полюсом поворота и направляющим устройством (реборда) для случая отдельного привода и фиксированных в поперечном направлении колес определяется по формуле

$$h = \frac{p \mu \mu' l_{span}^2 + d_1^2 + d_2^2}{d_1 + d_2}, \quad (11)$$

где $p = 2$ — количество пар колес; $\mu = x/l$; x — координата положения центра масс крана с грузом; $\mu' = 1 - \mu$. При испытаниях тележка находилась в положениях, соответствующих μ равному 0,3; 0,5 и 0,7.

Из формул (3), (5)–(11) были получены параметры перекоса:

для положения талей у жесткой опоры — $H_{later} = 8$ кН; $F_{skewing} = 3,1$ кН; $\delta_{деф} = 69$ мм;

для положения талей в центре пролета — $H_{later} = 8$ кН; $F_{skewing} = 3,1$ кН; $\delta_{деф} = 69$ мм.

Полученные результаты эксперимента и расчеты представлены в таблице.

Значения перекосов

Положение талей (см. рис. 2, а)	Величина перекосов, мм, по разным методикам			
	СТО	FEM	EN 13001	Экспериментальные данные (макс. значения)
1 без груза	—	—	—	32
1 с грузом	—	—	69	18
2 с грузом	9	17	69	19
3 с грузом	—	—	69	18

На основании выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

результаты расчетов по разным методикам существенно различаются;

значение свободного перекоса больше, чем перекоса, вызванного деформацией металлоконструкции;

в зависимости от характера образования свободного перекоса наилучшее приближение дает расчет по методике [4] (если предположить, что свободный перекося происходит во время всего движения) или по методике [3] (если предположить, что свободный перекося происходит в момент разгона);

существующие методики не учитывают такие факторы, оказывающие существенное

влияние на параметры перекося, как скорость передвижения, схема подключения частотных преобразователей, разность диаметров колес и др.;

эксперимент показал, что за один цикл работы крана с частотной системой управления происходит один цикл нагружения перекосям.

Таким образом, для учета перекося в расчете долговечности металлоконструкции крана на стадии проектирования необходимо разработать методику, которая позволит определять параметры перекося при частотной системе управления. Она должна учитывать особенности конструкции и настройки частотных систем управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Соколов, С.А.** Металлические конструкции подъемно-транспортных машин [Текст] / С.А. Соколов.— СПб.: Политехника, 2005.— 423 с.

2. Исследование крановых конструкций [Текст] / ВНИИПТМаш. — Труды ВНИИПТМаш. Вып. 11(64).— М., 1965.

3. **СТО 24.09-5821-01-93.** Нормы и методы расчета элементов стальных конструкций [Текст] / Стандарт

ВНИИПТМаш-Подъемтранстехника.— 1993.— 135 с.

4. Rules for the design of hoisting appliances [Текст] / Federation Europeenne de la manutention. Section I: FEM 1.001.— 3RD Edition.— 1998. 10.

5. Crane safety— General design— Part 2: Load effects [Текст] / EN 13001—2:2004 (E).

6. **ГОСТ 4121—96.** Рельсы крановые. Технические условия [Текст].— М.: Изд-во стандартов, 1996.

ЛЕБЕДЕВ Владимир Александрович — аспирант кафедры транспортных и технологических систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.
195251, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, Россия
(812)552-84-01
vladimir_aleksandrovich_lebedev@mail.ru

СОКОЛОВ Сергей Алексеевич — доктор технических наук, профессор кафедры транспортных и технологических систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.
195251, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, Россия
(812)552-84-01



УДК 629.1.032.001

Р.В. Русинов, А.Д. Элизов, Р.Ю. Добрецов

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОВЫШЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ РАСШИРЕНИЯ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ

R.V. Rusinov, A.D. Elizov, R.Yu. Dobretsov

INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH INCREASED EXPANSION RATIO OF EXPLOSIVE MIXTURE

Рассмотрен вопрос расчета параметров теплового цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания с повышенной степенью расширения горючей смеси. Предложен метод расчета, в котором минимизировано применение «эмпирических» коэффициентов. Предлагаемый метод расчета допускает оперативный анализ различных комбинаций действующих факторов и поиск их оптимальных соотношений.

ДИЗЕЛЬ. РАБОЧИЙ ЦИКЛ. ЭКОНОМИЧНОСТЬ.

Examined an issue involving the work cycle parameters calculation of the internal combustion engine with increased expansion ratio. Suggested a calculation method in which the number of empirical coefficients was minimized. Suggested method admits a line analysis of different combinations of acting factors and their optimal ratio search.

DIESEL ENGINE. WORK CYCLE. FUEL EFFICIENCY.

В бензиновых поршневых двигателях внутреннего сгорания автомобилей на процесс сгорания горючей смеси отводится не более 4,5–5,0 мс, и при сравнительно малой скорости распространения в камерах сгорания фронта пламени, инициируемого свечами зажигания, часть горючей смеси догорает за пределами рабочих цилиндров, т. е. в выпускном коллекторе.

Данное обстоятельство, ведущее к непроизводительной потере энергии горючей смеси, наглядно иллюстрирует, в частности, пример ранее широко используемых поршневых авиационных двигателей типа ВК-101, когда при отключении одной из двух одновременно работающих в каждом отдельном цилиндре свечей зажигания заметно снижалось число оборотов их коленчатых валов из-за менее полного сгорания топлива именно в цилиндрах.

В связи с подобным обстоятельством и с учетом достаточно значительной тепловой энергии выпускных газов вообще естественно возникает вопрос о возможном выигрыше в части мощности и экономичности двигателей за счет увеличения хода поршня при расширении

горючей смеси по отношению к ходу поршня в процессе сжатия, кстати говоря, ограниченной степенью сжатия, исключаящей детонацию горючей смеси.

Сотносительное увеличение рабочего хода поршня первоначально представлялось возможным конструктивно осуществить за счет дополнения обычного кривошипно-шатунного механизма двигателя специальным кулисным приспособлением [1]. Однако реально было найдено и более простое решение, связанное с перепуском воздуха в процессе его предварительного сжатия при общем равенстве ходов сжатия и расширения.

Организованный подобным образом, т. е. с перепуском воздуха, тепловой цикл, названный циклом Аткинсона, и был реализован в виде конкретного двигателя, в частности со степенью сжатия $\varepsilon_c = 12,2$ и степенью расширения $\varepsilon_p = 17,6$ [2], показавший при испытании весьма хорошую экономичность (против ее обычного значения для традиционных конструкций двигателей с равными степенями процессов сжатия и расширения), оцененную в 12–15 %.