Приложение к статье Л. Ш. Артилаква · 14 ноября 2026 г.

Сравнительный расчёт нагрузок и энергопотребления оппозитного компрессора на базе Atlas Copco Crepelle DX1

Расчётная среда. Linux x86-64. OpenFOAM v1912 (rhoCentralDyMFoam и rhoPimpleFoam) для пробных CFD-запусков. Python 3.12.14 и NumPy 2.3.5 для независимой ALE-модели, цикла с идеальными клапанами, динамики механизма и баланса приводов.

Роторный электродвигатель и два линейных двигателя крейцкопфов

Расчёт выполнен по постановке статьи Л. Ш. Артилаква, академика УАН. Оппозитная пара построена на параметрах Atlas Copco Crepelle DX1. Рассматривается установившаяся работа при 769 об/мин.

Расчётные результаты

В варианте с линейным приводом и облегчёнными на 20% шатунами расчётный максимум осевого усилия уменьшается с 11,24 до 4,67 кН. В сценарии с рекуперацией мощность от сети снижается с 49,551 до 47,595–47,611 кВт.

Исходные данные

Параметр	Принято в сравнении
Газ и режим	Воздух, 4 → 16 бар абс., 300 K на всасывании, 769 об/мин
Поршень и кривошипно-шатунный механизм	Диаметр поршня 130,5 мм, ход 130 мм, радиус кривошипа 65 мм, длина шатуна 365 мм
Рабочие полости	Штоки 26 и 32 мм. Мёртвый объём каждой полости 240 см³
Массы одного ряда	Поршень со штоком 14,2 кг, крейцкопф 10 кг, шатун 18,2 кг, кривошип 5,1 кг
Вариант с облегчением	Масса шатуна 14,56 кг. Момент инерции относительно центра масс уменьшается с 0,10 до 0,08 кг·м²
Компоновка	Зеркальные ряды, общий вал, одинаковая геометрия валов, противовесы отсутствуют

Геометрия цилиндров и закон движения поршней общие. При одинаковых клапанах, уплотнениях и охлаждении общая диаграмма давления используется для обеих схем. Численная база отчёта получена для идеализированного цикла.

Газовый цикл и индикаторная мощность

Положение поршня и объёмы

При угле θ и радиусе кривошипа r положение поршня от крышечной мёртвой точки задаётся выражением $x = r(1 - \cos\theta) + l - \sqrt{(l^2 - r^2 \sin^2\theta)}$, где l — длина шатуна.

$A = \pi(D^2 - d^2)/4$. $V_к = V_с + A_к x$. $V_ш = V_с + A_ш(S - x)$.

Площади крышечной и штоковой сторон равны 128,446 и 125,713 см². При закрытых клапанах принято $pV^{1,4} = \text{const}$. На всасывании и нагнетании заданы давления коллекторов. Открытие идеального клапана происходит при достижении соответствующего давления.

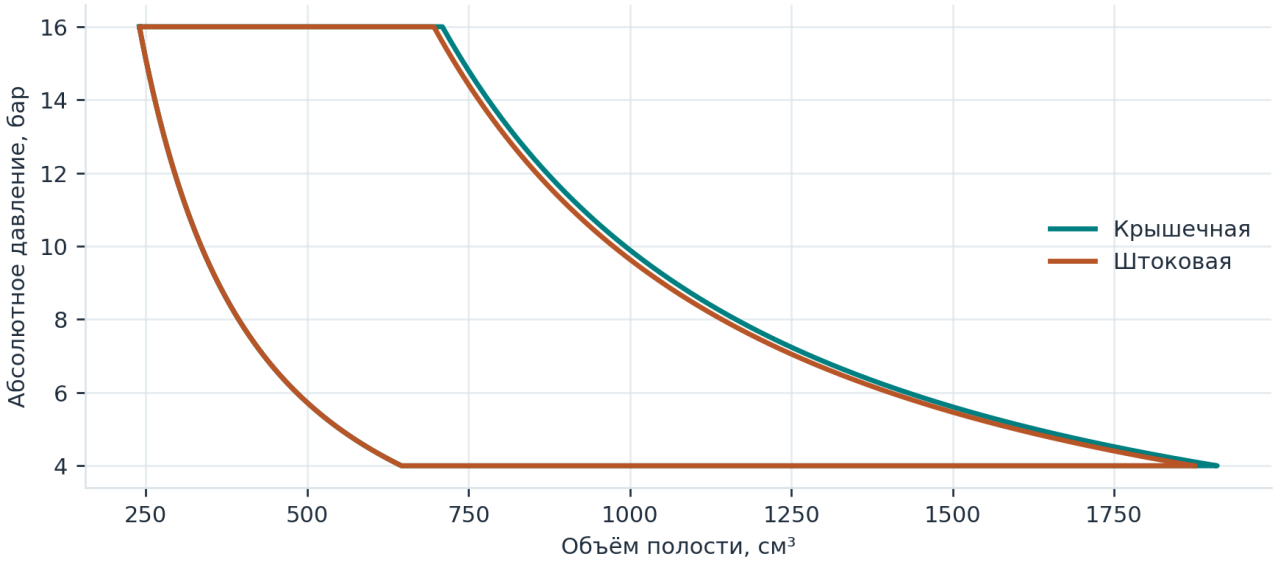


Рис. 1. Индикаторные диаграммы обеих полостей одного цилиндра. Газовый цикл общий для двух схем привода.

Работа и расход

$W_{инд} = -2\Sigma\oint p\,dV = 3\,391{,}07$ Дж/об. $P_{инд} = W_{инд} n/60 = 43{,}462$ кВт.

Множитель 2 учитывает два зеркальных ряда. Свежий объём всасывания каждой полости за оборот равен $V_{max} - V_с(p_н/p_в)^{1/1,4}$. Умножение на плотность воздуха на всасывании и число циклов в секунду даёт **0,29671 кг/с** для пары. Температура нагнетания по изоэнтропе составляет **445,80 K** (172,65 °C).

Численная проверка закрытого сжатия

Независимая одномерная конечно-объёмная модель на подвижной сетке (ALE) рассчитывает плотность, импульс и полную энергию. Среда — идеальный невязкий воздух. Торцы непроницаемы. Поток массы на торцах равен нулю, энергетический поток через движущийся торец равен pA dx/dt. Работу определяли до первого достижения 16 бар у поршня.

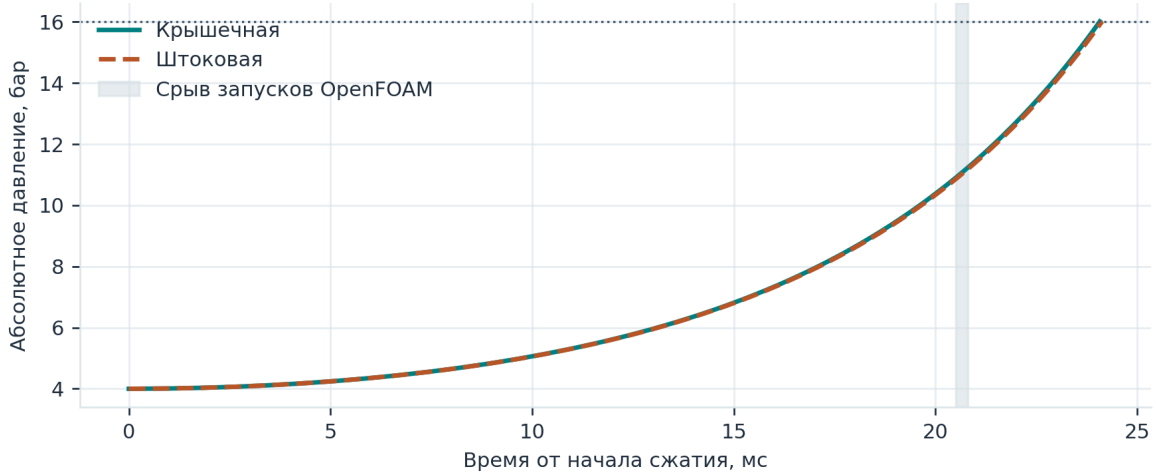


Рис. 2. Закрытое сжатие на сетке 128 ячеек. Давления двух полостей близки, поэтому линии почти совпадают. Время отсчитывается отдельно от начала сжатия каждой полости.

Полость	Время, мс	Температура, K	Работа, Дж
Крышечная	24,0730	445,804	928,166
Штоковая	24,1290	445,805	910,900

Сравнение сеток 32, 64 и 128 ячеек и уменьшение числа Куранта вдвое на 64 ячейках дали разброс конечной работы менее 0,008%. Остаток баланса энергии в замкнутой полости по модулю меньше 10^{-11} Дж. Эти проверки характеризуют численный метод при принятых граничных условиях.

OpenFOAM v1912

Запуски с подвижной сеткой теряли устойчивость вблизи 20,5–20,8 мс, при давлении порядка 11 бар. Причина срыва не установлена. Значения при 16 бар в таблице получены независимой ALE-моделью. Характеристики реальных клапанов, утечки и теплообмен в этой проверке не определялись.

Динамика механизма за оборот

Осевая сила газа направлена от стороны с большей силой давления. Для направления к валу $F_г = (p_к - p_{атм})A_к - (p_ш - p_{атм})A_ш$. Вычитание внешнего давления учитывает разность площадей штоков. Скорость и ускорение получены дифференцированием x(θ) при ω = 2πn/60.

На каждом шаге решались уравнения Ньютона–Эйлера для шатуна: $ΣF = m_ш a_G$, $ΣM_G = I_G α$. Центр масс принят в середине шатуна. В роторной схеме осевую нагрузку передаёт шатун. В линейной схеме часть усилия приложена к крейцкопфу. Тяга задана из условия нулевого момента на идеальном синхронизирующем валу при постоянной скорости.

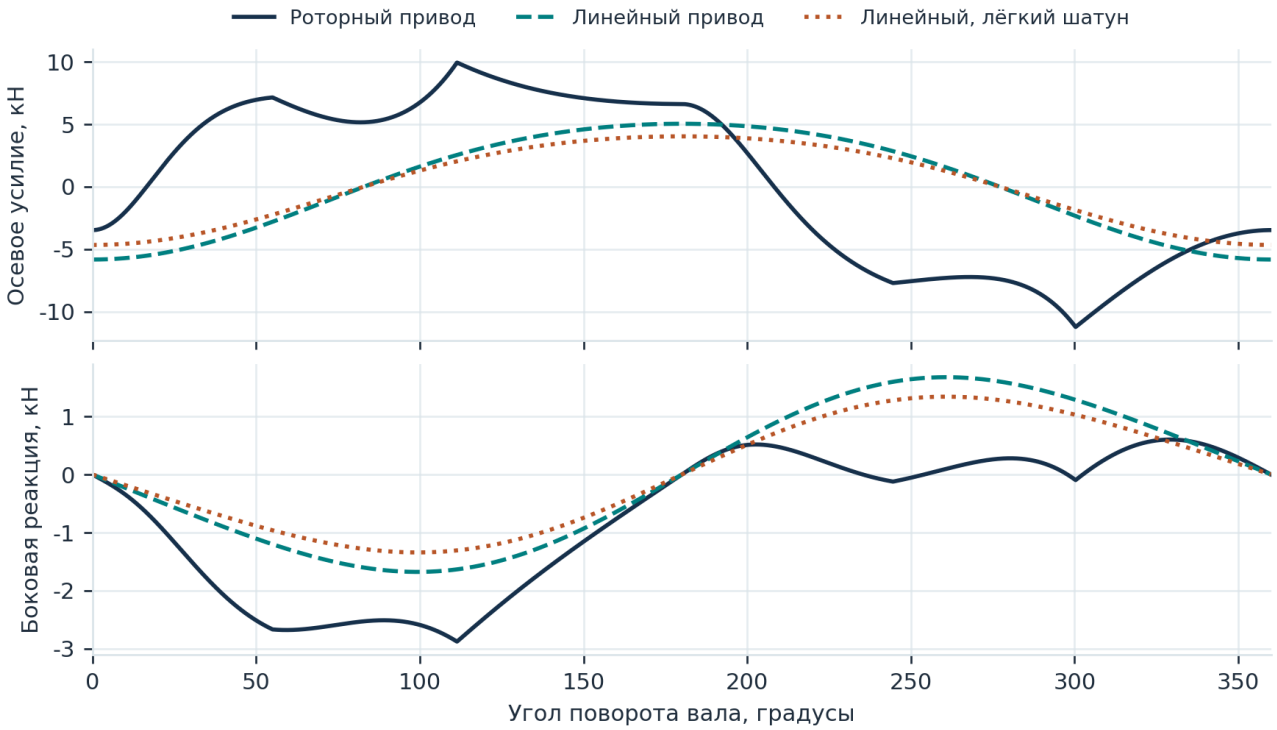


Рис. 3. Знаковые усилия одного ряда. Максимумы модулей приведены ниже.

Пиковая нагрузка, кН	Роторный	Линейный	Линейный, лёгкий шатун
Осевое усилие шатуна	11,24	5,84	4,67
Боковая реакция направляющей	2,88	1,68	1,34
Сила на кривошипном пальце	12,09	2,52	2,02
Реакция условной опоры кривошипа	12,94	3,59	3,09

Условная опора относится к одному кривошипу. Реакции отдельных коренных подшипников зависят от расположения опор, жёсткости вала и распределения нагрузок между пролётами.

Напряжения в шатунах

Для обоих приводов построены объёмные карты эквивалентного напряжения по Мизесу при максимальном по модулю осевом усилии из расчёта динамики. Слева показана наружная поверхность, справа продольный разрез посередине толщины. Одинаковая цветовая шкала позволяет сопоставить распределения.

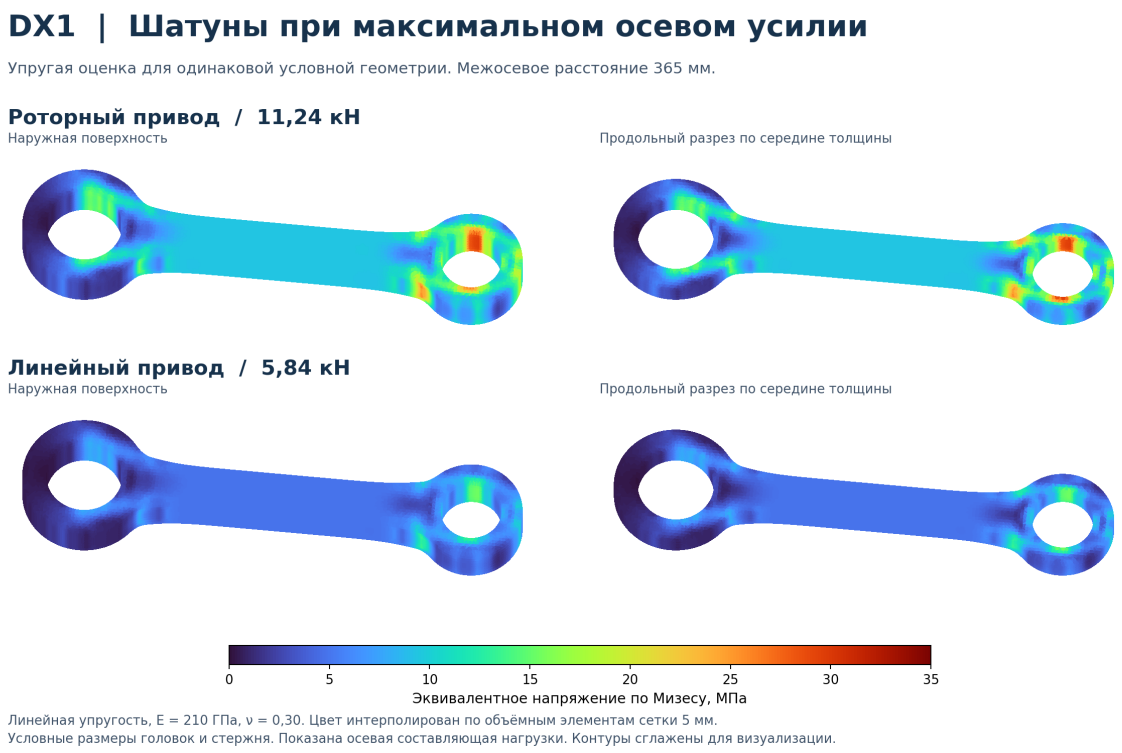


Рис. 4. Карты напряжений шатунов DX1. Условная геометрия, осевая нагрузка 11,24 кН для роторного привода и 5,84 кН для линейного.

Привод	Максимальное осевое усилие, кН	Характерное напряжение в середине стержня, МПа
Роторный	11,24	9,4
Линейный	5,84	4,9

Обоим шатунам задана одинаковая условная геометрия с межосевым расстоянием 365 мм. Принята линейно-упругая модель стали с E = 210 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,30. Цвет интерполирован по объёмным элементам сетки размером 5 мм. Сглаживание контуров выполнено при визуализации.

Сравнение показывает влияние осевого усилия при одинаковой геометрии. Значения у отверстий зависят от профилей галтелей, контакта с пальцами и условий закрепления. Для оценки прочности реальных деталей нужны их чертежи и полный набор нагрузок.

Трение, ток и рекуперация

Механические потери

Для направляющих сравнивали $\langle(|F_{бок}| + mg)|v|\rangle$ за оборот. Для пальцев и условной опоры использовали среднее произведение реакции и относительной угловой скорости. При неизменном радиусе контакта это показатель изменения потерь в модели с постоянным коэффициентом трения.

В линейной схеме со штатным шатуном показатель направляющих выше на 4,4% относительно роторной схемы, с облегчённым шатуном ниже на 13,2%. Для кривошипного пальца с облегчённым шатуном он ниже на 71,8%. В расчёте потребления половина исходных 0,5 кВт механических потерь линейной схемы считается постоянной. Вторую половину масштабировали по нагрузке и скорости. Предельные распределения между узлами дают 0,450–0,466 кВт.

Электрические потери

Для каждого линейного двигателя $I = F_{эл}/K_F$, где $K_F = 200$ Н/А. Потери в обмотках пары равны $2R\langle I^2\rangle$ при $R = 0{,}8$ Ом на двигатель. Облегчение шатуна снижает пиковый ток с 52,82 до 49,98 А, среднеквадратический ток с 31,70 до 30,92 А и потери в обмотках с 1,608 до 1,530 кВт.

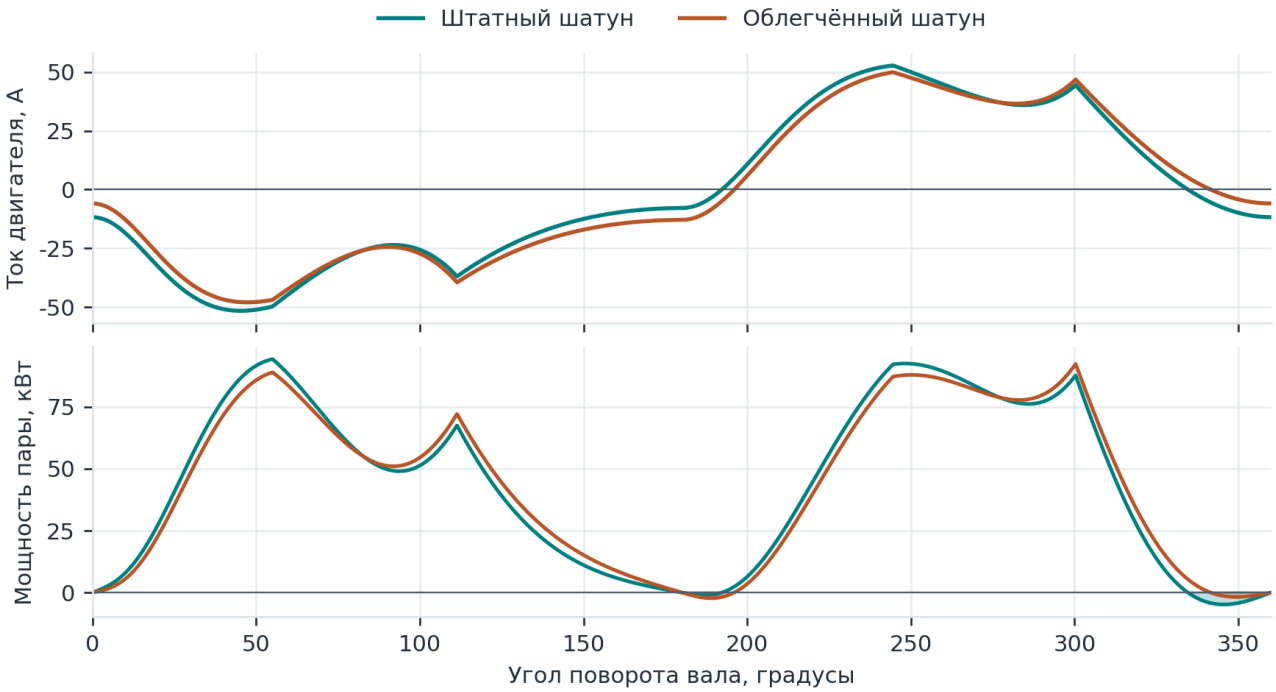


Рис. 5. Ток одного линейного двигателя и мгновенная механическая мощность пары. Отрицательная мощность соответствует торможению с возможностью возврата энергии.

В облегчённом варианте отрицательная механическая работа пары составляет 9,83 Дж/об. При КПД преобразования 0,98 доступная средняя возвращаемая мощность составляет около 0,123 кВт. В балансе показаны сценарии полного использования этой энергии после преобразования и её рассеяния.

Баланс мощности и вывод

Для роторного привода приняты КПД двигателя 0,94 и преобразователя 0,98. Для линейного привода положительная механическая мощность делится на 0,98, а возвращаемая энергия умножается на 0,98. Магнитные потери пары приняты равными 1 кВт. Вентиляция составляет 0,2 кВт в каждой схеме.

Составляющая, кВт	Роторный	Линейный, лёгкие шатуны
Индикаторная мощность	43,462	43,462
Механические потери	2,000	0,450–0,466
Потери в двигателях	2,902	2,530
Преобразование с учётом рекуперации	0,987	0,953
Вентиляция	0,200	0,200
Мощность от сети	49,551	47,595–47,611

Годовой эффект при полной загрузке

Сценарий	Экономия, %	МВт·ч/год	Лари/год
С использованием рекуперации	3,91–3,95	16,99–17,14	5 420–5 467
Без использования рекуперации	3,67–3,70	15,91–16,06	5 075–5 122

Принято 8 760 часов в год и 0,319 лари/кВт·ч. Экономия мощности $\Delta P = P_{рот} - P_{лин}$. Относительная экономия равна $\Delta P / P_{рот}$. Общая индикаторная мощность сокращается в разности газовых составляющих и входит в базу для процента.

Вывод

При общем газовом цикле переход на линейный привод снижает расчётный максимум осевого усилия с 11,24 до 5,84 кН. При облегчении шатуна на 20% максимум падает до 4,67 кН, примерно на 58% относительно роторного варианта. Карты напряжений показывают влияние осевого усилия при одинаковой условной геометрии.

В сценарии с облегчёнными шатунами и рекуперацией расчётная экономия составляет **1,94–1,96 кВт (3,91–3,95%)**. Диапазон отражает принятое распределение механических потерь между узлами. Для проверки экономии нужны характеристики приводов, реальные параметры смазанных опор и измерения мощности при одинаковой подаче.

Основание. Статья Л. Ш. Артилаква об оппозитном компрессоре, §15. Параметры исходной машины — J. Beckers, Modular Distributed Linear Actuation for Reciprocating Piston Compressors, VUB, 2022, табл. 7.1 и 7.6. Численные ряды и журналы — архив расчёта DX1.