

# О возможностях винтовых компрессоров Bitzer новой серии CS

Новая серия CS бессальниковых винтовых холодильных компрессоров компании «Битцер», производство которых началось около двух лет назад, состоит из трех моделей (CS 65, CS 75, CS 85) восьми базовых моделей, предназначенных для использования в среднетемпературных и высокотемпературных холодильных машинах. Холодопроизводительность компрессоров этой серии охватывает диапазон от 30 до 500 кВт в интервале температур кипения  $-15\ldots+10^{\circ}\text{C}$  и температур конденсации  $20\ldots55^{\circ}\text{C}$ .

Одно из несомненных достоинств компрессоров серии CS заключается в их компактности. Габариты самого крупного компрессора не превышают  $1600 \times 700 \times 700$  мм, а масса компрессоров колеблется от 300 до 800 кг. Исполнение компрессоров серии CS в стандартном варианте предусматривает работу на R134a, R407C и R22. По специальному заказу компрессоры могут быть приспособлены для работы на R404A и R507A.

Как и в большинстве винтовых холодильных компрессоров производства компании «Битцер», компрессоры серии CS оснащены устройством для регулирования холодопроизводительности. Отличительная особенность данной серии состоит в возможности плавного регулирования холодопроизводительности в диапазоне от 50 до 100 % номинального значения путем использования золотника (по классической схеме) в сочетании с традиционным ступенчатым регулированием (0, 25, 50, 75 и 100 %) с помощью системы электромагнитных клапанов.

Гидравлическая схема регули-

рующего контура дана на рис. 1. Выбор способа регулирования осуществляется системой управления без изменения аппаратурного состава и комплектации компрессора, при этом его разгрузка при запуске происходит автоматически.

Известно, что винтовые компрессоры в общем случае характеризуются постоянным значением геометрической степени сжатия

$$\varepsilon_r = W_0/W_a,$$

где  $W_0$  — максимальный объем парной полости;  $W_a$  — объем парной полости в конце внутреннего процесса сжатия.

При этом внутренняя степень сжатия  $\varepsilon_a = p_a/p_1$  не всегда совпадает с отношением давлений  $\pi_n = p_2/p_1$ ,

где  $p_a$  — давление внутреннего сжатия;  $p_1$  — давление всасывания.

Если давление нагнетания  $p_2$  отличается от давления внутреннего сжатия ( $p_2 \neq p_a$ ,  $\varepsilon_a \neq \pi_n$ ), то изоэнтропный КПД компрессора  $\eta_s$  снижается (см. [2], с. 108).

Схема регулирующего контура компрессоров серии CS (см. рис. 1) позволяет устранить этот недостаток, а в тех случаях, когда холодильная машина оснащается микропроцессорной системой управления, появляется возможность автоматического регулирования  $\varepsilon_a$ , что приводит к заметному снижению энергопотребления, особенно при пониженной нагрузке.

Еще одним принципиальным отличием компрессоров CS от других винтовых компрессоров является возможность их использования в цикле одноступенчатого сжатия с двукратным дросселированием (рис. 2), причем особенно важно, что место ввода пара из регенеративного

теплообменника-переохладителя (РТП) в компрессор может меняться (см. рис. 1). Это позволяет задавать промежуточное давление  $p_{02}$  так, чтобы обеспечить максимальные значения относительной удельной холодопроизводительности  $\bar{q}_0 = q'_0/q_0$  и относительного холодильного коэффициента  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon'/\varepsilon$  в зависимости от условий работы (температурных режимов) компрессора и вида хладагента [1]. Здесь  $q'_0$  и  $\varepsilon'$ ,  $q_0$  и  $\varepsilon$  — значения удельной холодопроизводительности и холодильного коэффициента соответственно для циклов с двукратным и однократным дросселированием.

Массовая доля хладагента, поступающего в компрессор при давлении  $p_{02}$ :

$$\alpha = (i_{3,6} - i_{2,6})/(i_{2,3} - i_{3,6}),$$

где  $i$  — энталпия в соответ-

ствующих точках (см. рис. 2).

Области рационального использования винтовых компрессоров серии CS зависят от конкретных вариантов их исполнения. Так, компрессоры в стандартном исполнении (модели CS) рекомендуются в основном для комплектации холодильных машин с относительно невысоким отношением давлений и соответственно значительным массовым расходом хладагента. Их целесообразно применять главным образом при низких (от 20 до  $40^{\circ}\text{C}$ ) температурах конденсации, т. е., как правило, в машинах с водяными конденсаторами. Применение РТП в схемах таких машин особенно

эффективно при сравнительно высоких (до  $10^{\circ}\text{C}$ ) температурах кипения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Анализ эффективности двухступенчатого дросселирования в схеме с одноступенчатым винтовым компрессором / А. В. Быков, И. М. Калнинь, Г. А. Канышев и др. / Холодильная техника, 1976. № 6.
- Холодильные компрессоры. Справочник / А. В. Быков, Э. М. Бежанишвили, И. М. Калнинь и др. Под ред. А. В. Быкова — 2-е издание перераб. и доп. — М.: Колос, 1992.

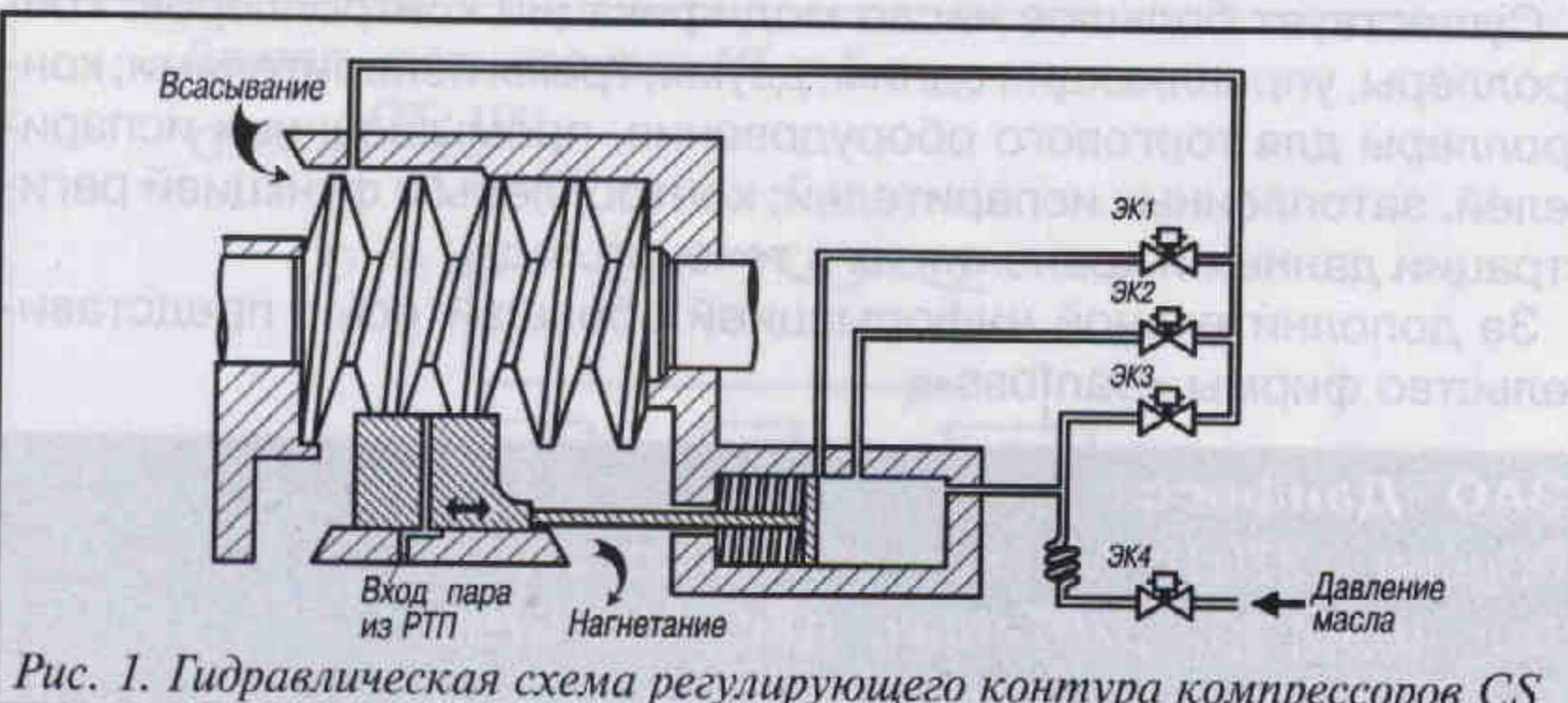


Рис. 1. Гидравлическая схема регулирующего контура компрессоров CS

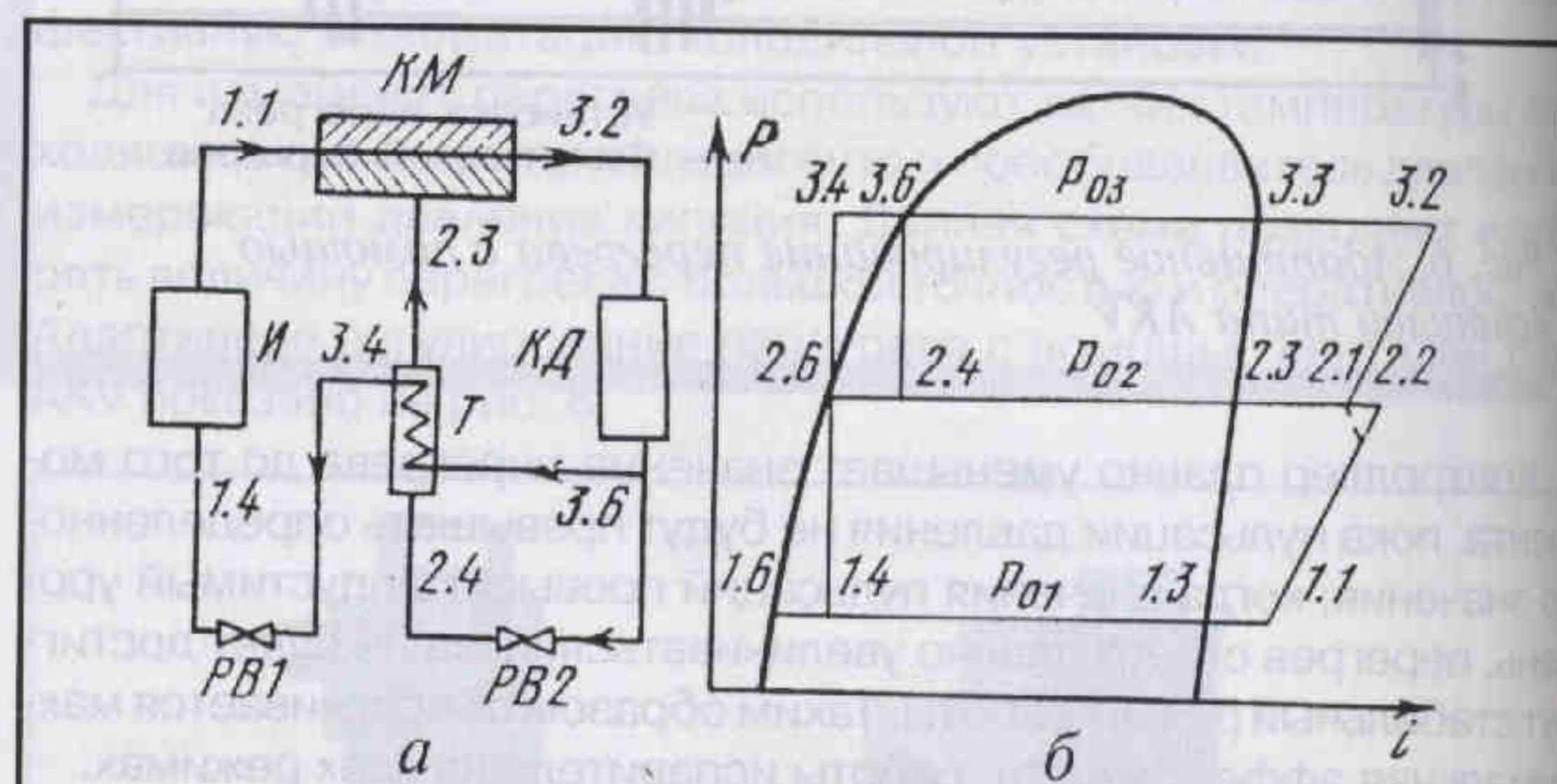


Рис. 2. Принципиальная схема (а) и теоретический цикл (б) в  $i,p$ -диаграмме холодильной машины с винтовым одноступенчатым компрессором при работе с двукратным дросселированием: КМ — винтовой компрессор; КД — конденсатор; РВ1, РВ2 — регулирующие вентили; Т — теплообменник; И — испаритель;  $p_{01}$ ,  $p_{02}$ ,  $p_{03}$  — соответственно давления кипения, промежуточное, конденсации